



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY**

INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

**NÁVRH VŘETENÍKU FRÉZOVACÍHO CENTRA**

DESIGN OF CARTRIDGE SPINDLE FOR MILLING MACHINES

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

MASTER'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

**Bc. Viktor Burian**

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

**Ing. Jan Pavlík, Ph.D.**

**BRNO 2018**

# Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky  
Student: **Bc. Viktor Burian**  
Studijní program: Strojní inženýrství  
Studijní obor: Výrobní stroje, systémy a roboty  
Vedoucí práce: **Ing. Jan Pavlík, Ph.D.**  
Akademický rok: 2017/18

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

## Návrh vřeteníku frézovacího centra

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte a konstrukčně zpracujte řešení vestavného vřeteníku frézovacího centra. Vřetení bude určeno pro stroje s výkonem do 15kW a bude umožňovat automatickou výměnu nástrojů s rozhraním ISO. Zbývající charakteristiky budou součástí návrhu.

### Cíle diplomové práce:

- 1) Důkladná analýza problematiky
- 2) Návrh variant řešení a jejich technicko–ekonomické zhodnocení
- 3) Konstrukční návrh zvolené varianty – 3D model
- 4) Výpočtová zpráva
- 5) Výkresová dokumentace vybraných uzlů

### Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY, J.E., Ch.R. MISCHKE a R.G. BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. 1. Brno: Naladatelství VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.

MAREK, Jiří. Konstrukce CNC obráběcích strojů III. Praha: MM publishing, 2014. MM speciál. ISBN 978-80-260-6780-1.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18

V Brně, dne

L. S.

---

doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## **ABSTRAKT**

Diplomová práce se zabývá návrhem vestavného vřeteníku frézovacího centra. Cílem práce je návrh vřetene s výkonem 15 kW, který umožňuje automatickou výměnu nástrojů s rozhraním ISO. V úvodu se práce zabývá popisem jednotlivých konstrukčních částí týkajících se stavby vřeten obráběcích strojů. Je zvolena koncepce návrhu vřetene, ke které je provedena řada výpočtu týkajících se samotné konstrukce. Na základě navržené konstrukce je vytvořen 3D model a výkresová dokumentace.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

vřeteník, vřeteno, frézovací centrum, vřetenová ložiska, vřetenová hřídel

## **ABSTRACT**

This master's thesis deals with the design of a cartridge spindle for milling machines. The aim of the work is to design a spindle with a power of 15 kW, which allows the automatic exchange of tools with ISO interface. In the beginning, the thesis deals with the description of the individual components related to the construction of machine tools spindle. A spindle design concept is chosen, for which a number of calculations were made concerning the structure itself. Based on the proposed design, a 3D model and drawing documentation were made.

## **KEYWORDS**

headstock, spindle, milling machines, spindle bearings, spindle shaft



## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

BURIAN, V. *Návrh vřeteníku frézovacího centra*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018, 85 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jan Pavlík, Ph.D.

## **PODĚKOVÁNÍ**

Chtěl bych poděkovat vedoucímu diplomové práce panu Ing. Janu Pavlíkovi, Ph.D. za jeho rady a připomínky při vypracování této diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat rodině a zejména rodičům za podporu při studiu.

## **ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ**

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jana Pavlíka, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25.5.2018

.....  
Bc. Burian Viktor

# OBSAH

<b>1</b>	<b>ÚVOD.....</b>	<b>15</b>
<b>2</b>	<b>VŘETENÍK FRÉZOVACÍHO CENTRA .....</b>	<b>17</b>
2.1	Charakteristika a rozdělení obráběcích center na nerotační součásti .....	18
2.2	Popis a funkce vřetena obráběcího stroje.....	20
2.2.1	Požadavky vřetene .....	21
2.2.2	Přesnost chodu vřetene.....	21
2.2.3	Tuhost vřetene a uložení .....	22
2.3	Zástavba vřetene .....	23
2.4	Náhon vřetene.....	24
2.5	Uložení vřetene.....	26
2.6	Periférie vřeteníku.....	27
2.6.1	Mazání vřetenových ložisek .....	27
2.6.2	Těsnění .....	28
<b>3</b>	<b>NÁSTROJOVÉ SOUSTAVY .....</b>	<b>29</b>
3.1	ISO kužel – rozměry .....	31
3.2	Upínací mechanismus ISO kužele .....	32
<b>4</b>	<b>PŘEDBĚŽNÝ NÁVRH KONSTRUKCE VŘETENÍKU .....</b>	<b>33</b>
4.1	Volba nástrojové soustavy.....	34
4.1.1	Obráběcí procesy .....	34
4.2	Porovnání mechanických převodu.....	36
<b>5</b>	<b>VÝPOČET NAVRŽENÉ KONSTRUKCE VŘETENE .....</b>	<b>39</b>
5.1	Výpočet obráběcích sil.....	39
5.2	Výpočet reakčních sil.....	42
5.3	Volba a výpočet ložisek .....	44
5.3.1	Axiální tuhost ložisek .....	45
5.3.2	Radiální tuhost ložisek .....	47
5.3.3	Výpočet trvanlivosti ložisek.....	47
5.3.4	Volba mazání vřetenových ložisek.....	51
5.4	Výpočet tuhosti vřetene.....	52
5.4.1	Deformace ložisek .....	53
5.4.2	Výpočet průhybu vřetene .....	54
5.4.3	Deformace tělesa .....	55
5.4.4	Výsledná tuhost vřetene .....	55
5.4.5	Výpočet optimální vzdálenosti mezi ložisky.....	56
5.5	Volba a výpočet pohonu.....	58
5.5.1	Volba motoru.....	58
5.5.2	Volba výpočet ozubeného řemene.....	59
5.6	Pevnostní výpočet.....	60
5.6.1	Výpočet bezpečnosti k meznímu stavu pružnosti (MSP) .....	62
5.6.2	Výpočet bezpečnosti k meznímu stavu únavy (MSÚ).....	64
<b>6</b>	<b>NAVRŽENÁ KONSTRUKCE .....</b>	<b>65</b>
6.1	Upínací mechanismus .....	65
6.2	Model vřeteníku.....	67
<b>7</b>	<b>TECHNICKO-EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ ŘEŠENÍ .....</b>	<b>71</b>

<b>8</b>	<b>ZHODNOCENÍ A DISKUZE.....</b>	<b>73</b>
<b>9</b>	<b>ZÁVĚR.....</b>	<b>75</b>
<b>10</b>	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....</b>	<b>77</b>
<b>11</b>	<b>SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ .....</b>	<b>79</b>
<b>12</b>	<b>SEZNAM OBÁZKŮ A TABULEK.....</b>	<b>83</b>
<b>13</b>	<b>SEZNAM PŘÍLOHY .....</b>	<b>85</b>

# 1 ÚVOD

Vřeteník obráběcího stroje, někdy označován jako srdce obráběcího stroje, je jedním z hlavních stavebních prvků ve stavbě obráběcího stroje. Pokud bychom chtěli vřeteno obráběcího stroje definovat, museli bychom říct, o jaký typ stroje se jedná, neboť v současné době trh nabízí velké množství obráběcích strojů, kde vřetena mají společné znaky, ale liší se svojí konstrukcí a v mnoha případech se přizpůsobují požadavkům zákazníka.

Kvalita obráběcího stroje je charakteristická mnoha faktory. Jedním z hlavních faktorů je přesnost práce a výrobnost, jejímž činitelem je právě vřeteník obráběcího stroje. Se zvyšující výrobností rostou požadavky kladené na konstrukci vřeten. Snahou při konstrukci vřetena je docílit dlouhodobé životnosti a provozní spolehlivosti, minimálního házení a dostatečné tuhosti. Celková analýza a návrh konstrukce vřeteníku je náročná úloha a vyžaduje hluboké znalosti z mnoha oborů.

Diplomová práce se zabývá návrhem vestavného vřeteníku frézovacího centra, který má výkon 15 kW. Vřetena s tímto výkonem se řadí mezi malá obráběcí centra. Každý typ vřetene je charakteristický svojí konstrukcí a je dimenzován pro předpokládaný způsob použití, např.: silová, vysokootáčková nebo vysokoposuvová vřetena. Proto je potřebné zhodnotit a zvolit vhodnou koncepci vřeteníku, která bude vyhovovat všem požadavkům při předpokládaném druhu obrábění.

V diplomové práci jsou popsány jednotlivé části a vnější periférie vřeteníku, které zabezpečují jeho provoz a požadované funkce. Na základě předpokládaného použití vřetene je charakterizován návrh vřetene, ke kterému se vztahuje řada výpočtů. Jsou zvoleny technologické operace pro stanovení silových a momentových zátěží působící na vřetenovou hřídel. Ze zatěžujících účinků je zvoleno uložení vřetene a vypočítána tuhost systému vřeteno – uložení. Následuje volba náhonu a pevnostní výpočet vřetenové hřídele. V závěru je provedeno technicko-ekonomické zhodnocení navržené konstrukce.

Snahou této práce je vyhovět požadavkům kladené na konstrukce vřeten obráběcích strojů a docílit tak konkurenceschopného návrhu vestavného vřeteníku frézovacího centra.

## 2 VŘETENÍK FRÉZOVACÍHO CENTRA

Vřeteník frézovacího centra je jeden z důležitých částí obráběcího stroje (OS), který vytváří hlavní otáčivý pohyb. Obráběcí stroje jsou výrobní jednotky určené pro obrábění obrobků určitého tvaru, rozměru a jakosti. Z této definice vyplývá, že základní funkcí obráběcího stroje je vyrobit tvarové plochy požadované geometrie, jakosti povrchu a za ekonomických podmínek. Nevyhnutelnou podmínkou pro splnění těchto základních požadavků je vytvořit řezný pohyb, který se skládá z rotačních a translačních pohybů nástroje vůči obrobku [1].

### Definice frézovacího centra:

Pro obráběcí centra je charakteristické, že jedna ze dvou základních operací třískového obrábění je dominantní. Tedy např. frézování je dominantní a soustružení je doplňkové. Pak jsou tato obráběcí centra převážně používána pro obrábění nerotačních součástí (někdy jsou méně správně nazývána jako frézovací obráběcí centra). Jednoprofesní CNC frézovací stroje jsou převážně určeny pro frézovací operace.

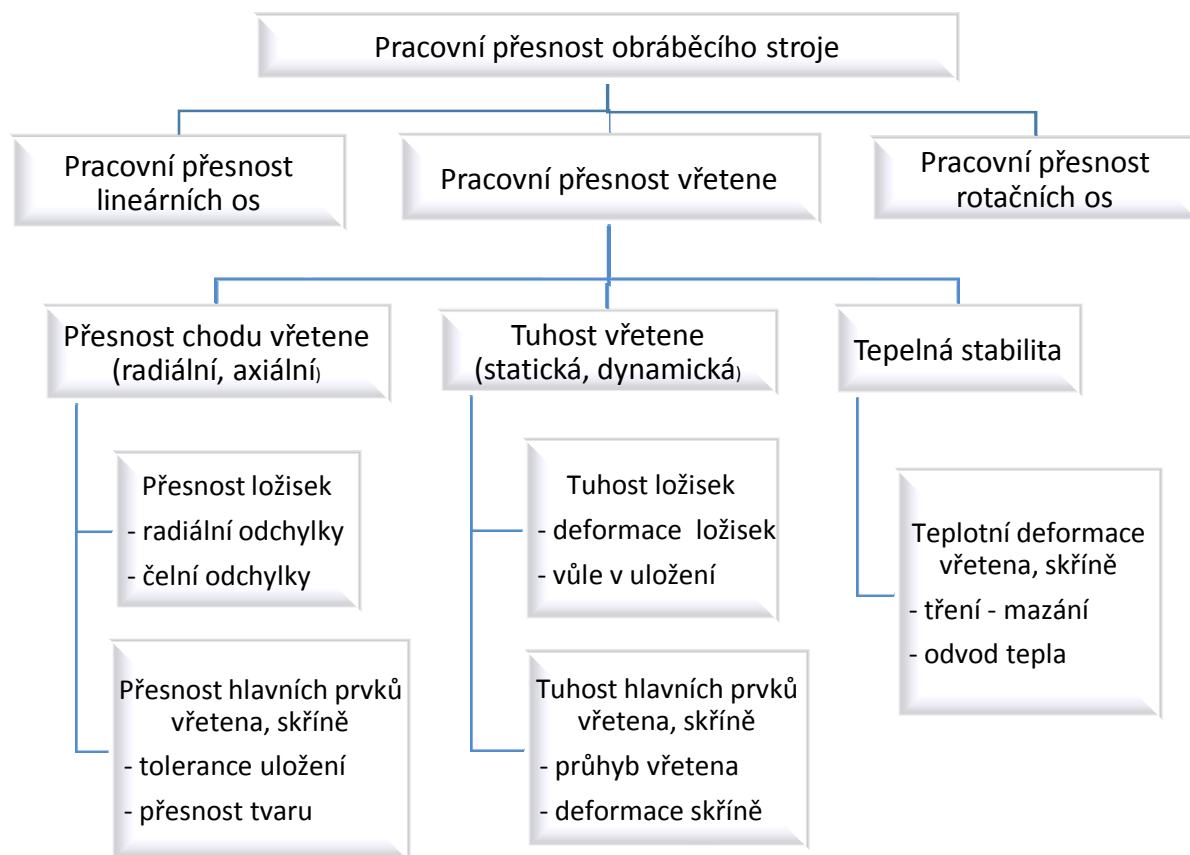
Pokud chceme hovořit o obráběcím centru na nerotační součásti (frézovacím obráběcím centru), musí tento stroj umožňovat:

- různé technologické operace,
- automatickou výměnu nástrojů,
- automatickou výměnu obrobků,
- práce v automatickém cyklu,
- dále musí mít prvky diagnostiky a měření a musí být vybaven prvky inteligence [1].

Hlavní kritéria kvality kladené na obráběcí stroje jsou přesnost práce a výrobnost stroje. Prostředkem pro zabezpečení přesnosti obrábění na stroji je tuhost systému a prostředkem pro zajištění výrobnosti stroje je řezná rychlost.

Výrobnost OS lze efektivně zvýšit zkrácením hlavních a vedlejších časů. Přímoou spojitost se zkracováním časů má vřeteník, protože zvyšováním frekvence otáčení vřetena se přímo úměrně zvyšuje řezná rychlost a tím se zkracují obráběcí časy. Dále je výrobnost limitována hloubkou záběru hlavního ostří, která má vliv na vznik samobuzeného kmitání.

Celková pracovní přesnost na OS je limitována celým řetězcem konstrukčních uzlů stroje, jejich vzájemnou interakcí, statickými a dynamickými vlastnostmi (viz obr. 2.1). Vřeteník obráběcího stroje je z pravidla v řetězci sériového uspořádání konstrukčních uzlů stroje nejslabším konstrukčním uzlem celkové tuhosti obráběcího stroje. Pracovní přesnost vřetene má přímý vliv na kvalitu povrchu a tvarovou a rozměrovou přesnost vyráběných součástí [1].

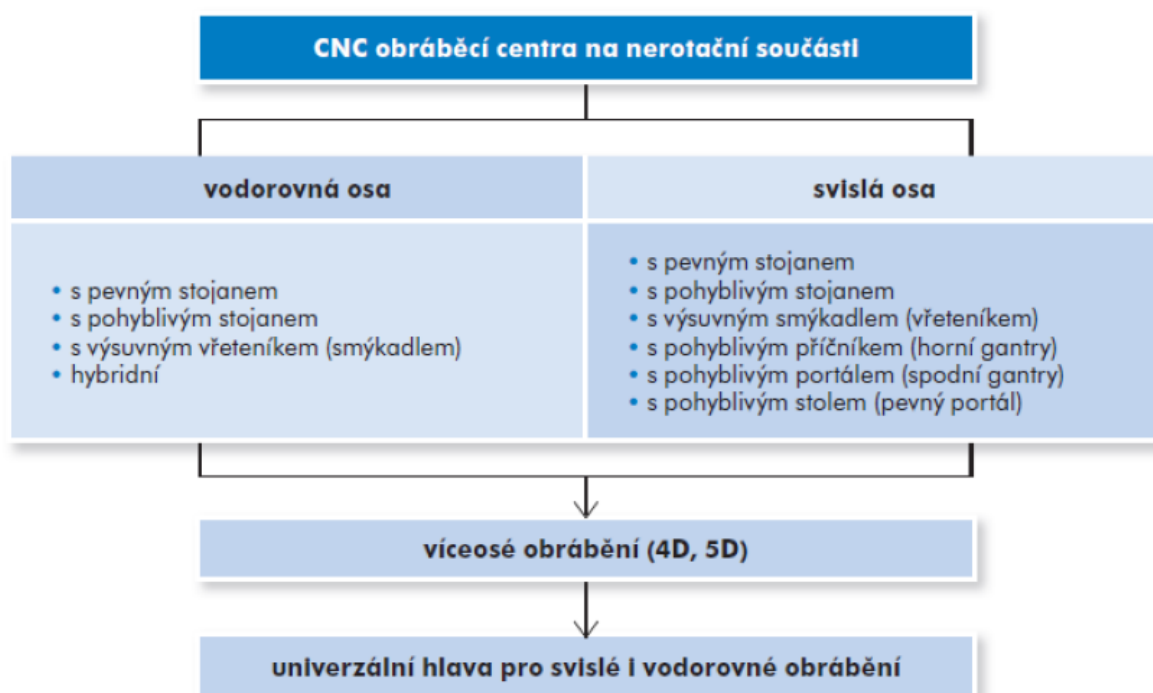


Obr. 2.1) Vlivy na pracovní přesnost obráběcího stroje [2]

## 2.1 Charakteristika a rozdělení obráběcích center na nerotační součásti

Obráběcí centra vznikla odvozením z koncepcí NC obráběcích strojů různých typů (frézek, vrtaček, vyvrtávaček) a doplněním automatickou výměnou nástrojů. V průběhu dalšího vývoje se stále více uplatňuje stavebnicový systém skladby obráběcích center, který podstatně lépe vyhovuje základnímu požadavku kompletního obrobení obrobku při jednom nebo několika upnutích. Jedním ze stavebnicového uzlu obráběcího centra je vřeteno, které je konstruováno s ohledem na jeho účel a polohu. Rozdělení obráběcích center ukazuje obr. 2.2 [1].



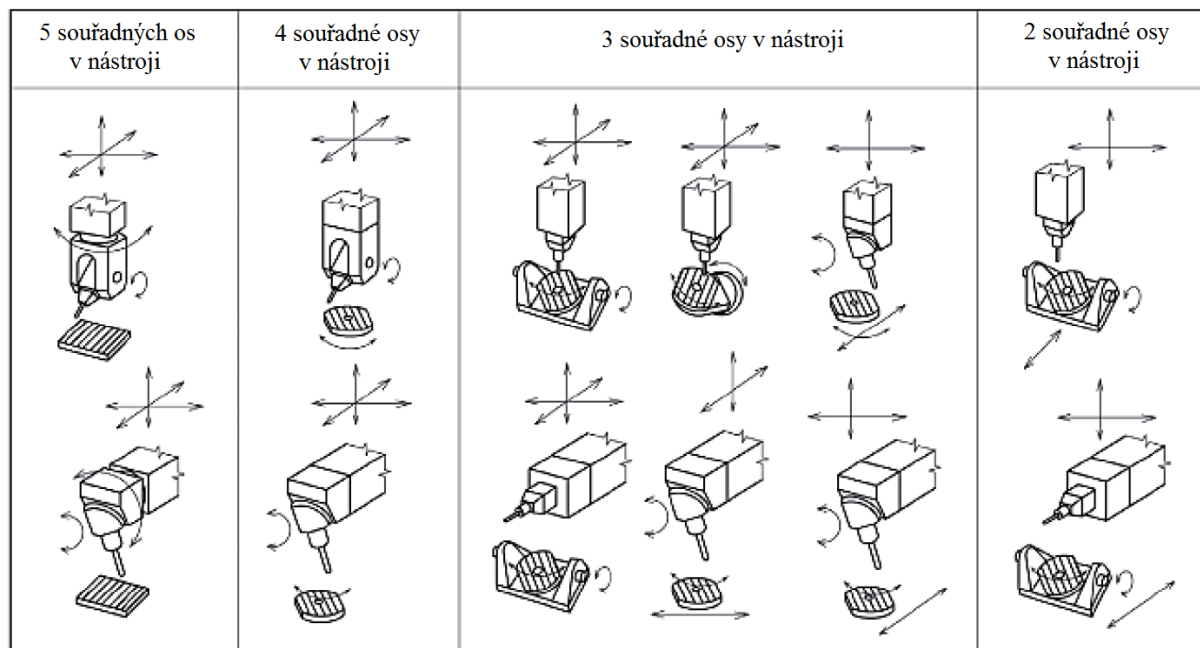


Obr. 2.2) Rozdělení CNC obráběcích center na nerotační součásti [1]

Obráběcí centra pro obrábění nerotačních součástí mají pro splnění technologických požadavků minimálně tři translační osy. Podle podmínek a požadavků zákazníka jsou doplněné dalšími rotačními, případně translačními osami. Pro základní klasifikaci koncepčních variant lze využít třídění podle rozdělení tří základních translačních souřadnic, které určují charakter pracovního prostoru mezi základní dvojicí obrobek – nástroj (O – N). Tyto tři základní souřadnice pro centra s vodorovnou, nebo svislou osou se dají klasifikovat do variant:

- 3 souřadné osy v nástroji a žádná v obrobku,
- 2 souřadné osy v nástroji a 1 v obrobku,
- 1 souřadná osa v nástroji a 2 v obrobku,
- žádná souřadná osa v nástroji a 3 v obrobku.

Všechny uvedené varianty vykazují určité specifické vlastnosti vhodné pro danou oblast použití. Uvedený sortiment se může rovněž dále vyvíjet a rozšiřovat, např. nahrazením jedné translační souřadnice souřadnicí rotační nebo doplněním dalších translačních a rotačních souřadnic v různých kombinacích (viz obr. 2.3). Pak můžeme hovořit o víceosých strojích. Dnes nejsou žádnou výjimkou stroje se šesti CNC řízenými osami. Všechny uvedené varianty mají opět určité vlastnosti a konečnou skladbou obráběcích center na nerotační součásti je vhodné volit vždy na základě analýzy podmínek využití [1,7].



Obr. 2.3) Třídění vícerých CNC obráběcích center pro nerotační součásti [1]

Dle obr. 2.3 lze usoudit, že konstrukce vřetene bude různá v závislosti na počtu souřadných os v nástroji. Důležité je mít na paměti i polohu, která zejména souvisí s mazání a utěsnění ložisek.

## 2.2 Popis a funkce vřetena obráběcího stroje

Úlohou vřetena frézovacího obráběcího stroje je zaručit nástroji přesný otáčivý pohyb, tj. takový, při němž se dráhy jednotlivých bodů nástroje liší od kružnice jen v přípustných mezích. Funkce vřetena je zde shodná s funkcí kruhového vedení a vřeteno se od něho liší pouze tvarem [2].

Vřeteník se skládá z jednotlivých částí a vnějších periférií, které současně zabezpečují požadované funkce celého konstrukčního uzlu. Dílčí části jsou vidět v morfologii vřeteníku na obr. 2.4 a jsou rozebrána v dalších podkapitolách. Vřeteno je uloženo (kombinací axiálních a radiálních) v ložiscích umístěných ve skříni vřeteníku. Konec vřetena, který vyčnívá ze skříně vřeteníku, se nazývá přední konec. Je vhodně upraven pro nasazení a upnutí nástroje. Úprava předního konce vřetene závisí na druhu stroje a je normalizována. Jedná se o různé tvary nástrojových držáků a jejich upínacích systému, které mají vliv na tvar dutiny vřetenové hřídele a proto jsou detailně popsány v kapitole 3. Ložisko bližší přednímu konci vřetene se nazývá přední nebo hlavní a má rozhodující vliv na přesnost otáčivého pohybu vřetene [1,2].

Návrh konstrukce a komplexní analýza vřeteníku je náročná a zodpovědná úloha, která vyžaduje znalosti z pružnosti a pevnosti, matematiky a částí strojů. Nejkomplikovanější úloha při stavbě vřeteníku je návrh systému uložení. Tuhost a maximální otáčky vřetene se zpravidla vzájemně protirečí a závěrečné řešení je prakticky kompromisem mezi těmito požadavky. Proto konstrukční návrh a provedení vřeteníku musí být realizovatelné pro technické požadavky konkrétního stroje [1].



Obr. 2.4) Morfologie vřeteníku [1]

### 2.2.1 Požadavky vřetene

Vřetena představují velmi důležitý prvek ve skladbě obráběcích strojů, a proto jsou na konstrukční provedení kladeny náročné požadavky:

- vysoká přesnost chodu – je určena velikostí tzv. radiálního a axiálního házení,
- dokonalé vedení – vřeteno nesmí měnit polohu v prostoru, mění-li jeho zatížení směr a polohu,
- dostatečnou axiální a radiální tuhost,
- ztráty v uložení vřetene musí být co nejmenší (účinnost, oteplování a tepelné dilatace, změna polohy a funkce,
- v uložení vřetene musí být možné vymezovat vůli vzniklou opotřebením nebo vyvozovat předpětí (dodatečný požadavek),
- dlouhodobá životnost a provozní spolehlivost [2].

Dalším významným požadavkem je správná volba konstrukčního materiálu a vhodná tvarová konfigurace průměrů, která má být co nejjednodušší. Výběr konstrukčního materiálu je důležitý pro mechanické vlastnosti a poměrné tlumení vřetene. Vřetena vyrobená z oceli vyhovují požadavkům vysoké statické tuhosti. Relativní mírou kvality vřetene bývá jeho měrná tuhost, která souvisí s vlastní frekvencí. V současné době je trendem zejména pro rychloběžná vřetena používat kompozitní materiály [1].

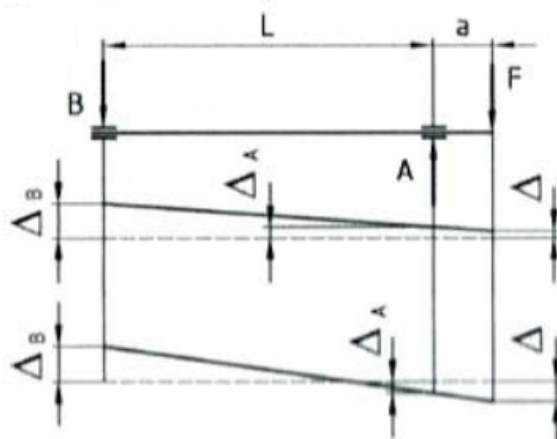
### 2.2.2 Přesnost chodu vřetene

Přesnosti chodu se rozumí házení na předním konci vřetene. Přesnost bude větší při dosažení co nejmenších velikostí radiálního a axiálního házení. Přesnost chodu vřetene se kontroluje na předním konci vřetene na té ploše, která má přímý vliv na přesnost otáčení nástroje (pro kontrolu se používají kontrolní trny dle tvaru stopky nástroje).

Radiální házení je způsobeno:

- nepřesností otáčení vřetena, kdy osa vřetena mění během jedné otáčky svou polohu mezi dvěma krajními body – příčinou je, že ložiska házejí,
- nesouosostí plochy, na níž měříme, s osou otáčení,
- neokrouhlým tvarem příslušné plochy.

Přesnost chodu je jedna z důležitých parametrů při uložení vřetene. Je tedy limitována přesností ložisek a úložných ploch (připojovaných částí). Jak bylo uvedeno v prvním bodě, značný vliv na radiální házení předního konce vřetena má radiální házení ložisek. Vliv házení ložisek je závislý na poměru délky vyložení  $a$ , vzdálenosti ložisek  $L$  a na velikosti a směru házení obou ložisek (viz obr. 2.5).



Obr. 2.5) Vliv házení ložisek na přesnost chodu [2]

Dle vztahu 1 je výpočet výsledného házení, bude-li házení předního  $\Delta_A$  a zadního  $\Delta_B$  ložiska stejného směru a smyslu, bude znaménko v závorce záporné. V opačném případě bude kladné a výsledné házení bude větší.

$$\Delta = \Delta_A + \frac{a}{L}(\Delta_A \pm \Delta_B) \quad (1)$$

Aby radiální házení předního konce vřetena bylo co nejmenší, je třeba zvolit přední (hlavní) ložisko přesnější [1,2,5].

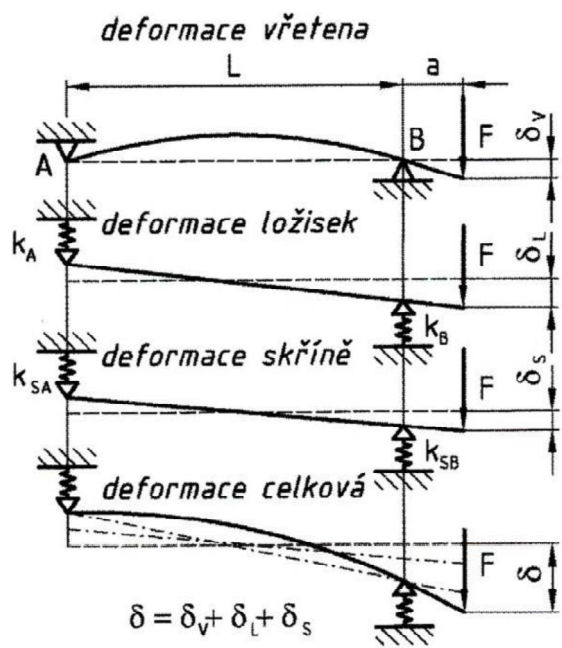
Axiální házení se měří na čelní ploše vřetena a je způsobeno nejen axiálním házením ložiska ale i nedokonalou kolmostí čelní plochy k ose otáčení [5].

### 2.2.3 Tuhost vřetene a uložení

Přesnost práce a i dynamickou stabilitu obráběcího stroje značně ovlivňuje tuhost vřetene. Obvykle se udává na jeho předním konci, na něž se upevňuje nástroj, neboť deformace v tomto místě má přímý vliv na jakost práce. Tuhost vřetene se udává formou celkové deformace na předním konci vřetene. Celková deformace je dána dle obr. 2.6 součtem dílčích deformací vřetena, ložisek a skříně. Jednotlivé složky deformace lze matematicky definovat a pro dané podmínky určit. Pro výpočet průhybu je možno aplikovat Castiglianovu větu, metodu konečných prvků a přenosových matic a grafickou Mohrovu metodu.

Při návrhu minimální hodnoty tuhosti vřeteníku je potřeba vycházet z důsledné teoretické analýzy celého stroje, ve které jsou zohledněny:

- způsob a velikost obrábění,
- požadovaná přesnost práce,
- výrobnost,
- efektivnost výroby [1].

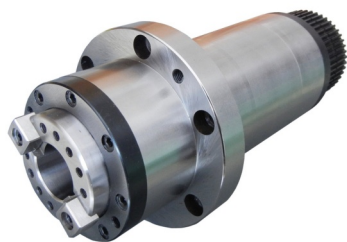


Obr. 2.6) Celková deformace – vliv tuhosti vřetene, ložisek a skříně [5]

### 2.3 Zástavba vřetene

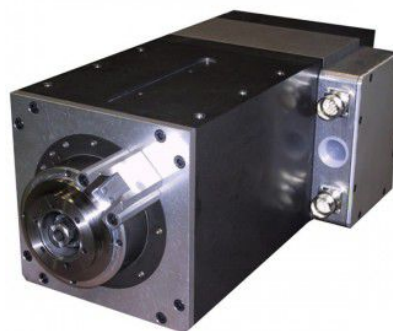
Zástavbou vřetene se rozumí uložení vřetene do nosné struktury (vřeteníku) stroje. Přes rozličné konstrukční varianty (tzn. různé tvary a velikosti vřetene obráběcích strojů) existují dva základní typy zástavby. Prvním z nich je zástavba tělesa do skříňového tvaru (obr. 2.8). Pokud bude vřeteno zastavěno do tělesa rotačního tvaru, hovoříme o tzv. tubusu (obr. 2.7) [5].

V charakteristice diplomové práce je uveden návrh vestavného vřeteníku. Rozumí se tím konstrukce do tubusové zástavby. Válcový povrch vřetene se vkládá do otvoru tělesa vřeteníku (smýkadla). Výhodou tohoto provedení je, že při poruše vřetene dojde k vyměnění vřetene za nový (například: při porušení ložisek, talířových pružin v upínacím mechanismu) a stroj nemusí být odstaven po dobu opravy.



SKYFIRE™ CNC

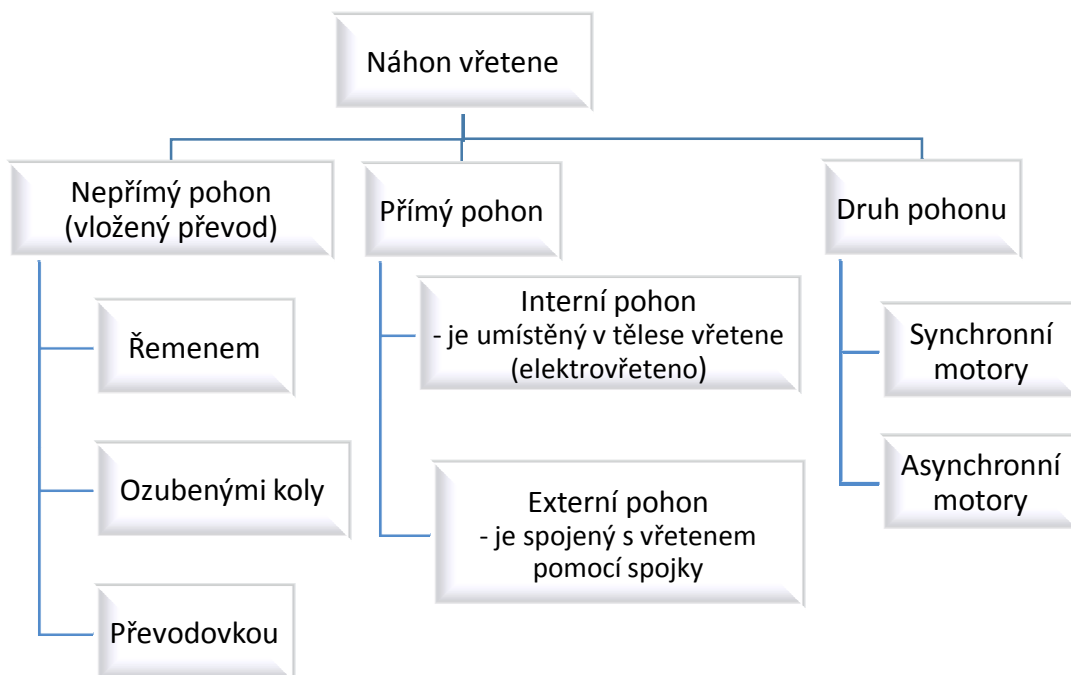
Obr. 2.7) Tubusový tvar vřetene  
(typ BT30-90) [3]



Obr. 2.8) Skříňový tvar vřeteníku s přímým  
pohonem (typ DELTA 12/20 HT) [4]

## 2.4 Náhon vřetene

Náhon vřetene zajišťuje otáčivý moment vřetenu a tím vznik řezného výkonu na nástroji. Základní požadavky pro náhon vřetena jsou, aby pohon umožnil dostatečnou řeznou rychlost, zabezpečil potřebný výkon při obrábění a umožnil rychlé zastavení vřetene při jeho vypnutí. Náhon vřetene můžeme zajistit různými způsoby (obr. 2.9, 2.10). Každý typ pohonu má své pro a proti při provozu a při konstrukci či zástavbě. Při realizaci je nutné brát ohled na vznik tepla motoru při jeho provozu [6].



Obr. 2.9) Morfologie náhonu vřetene [1]



## Pohon s vloženým převodem

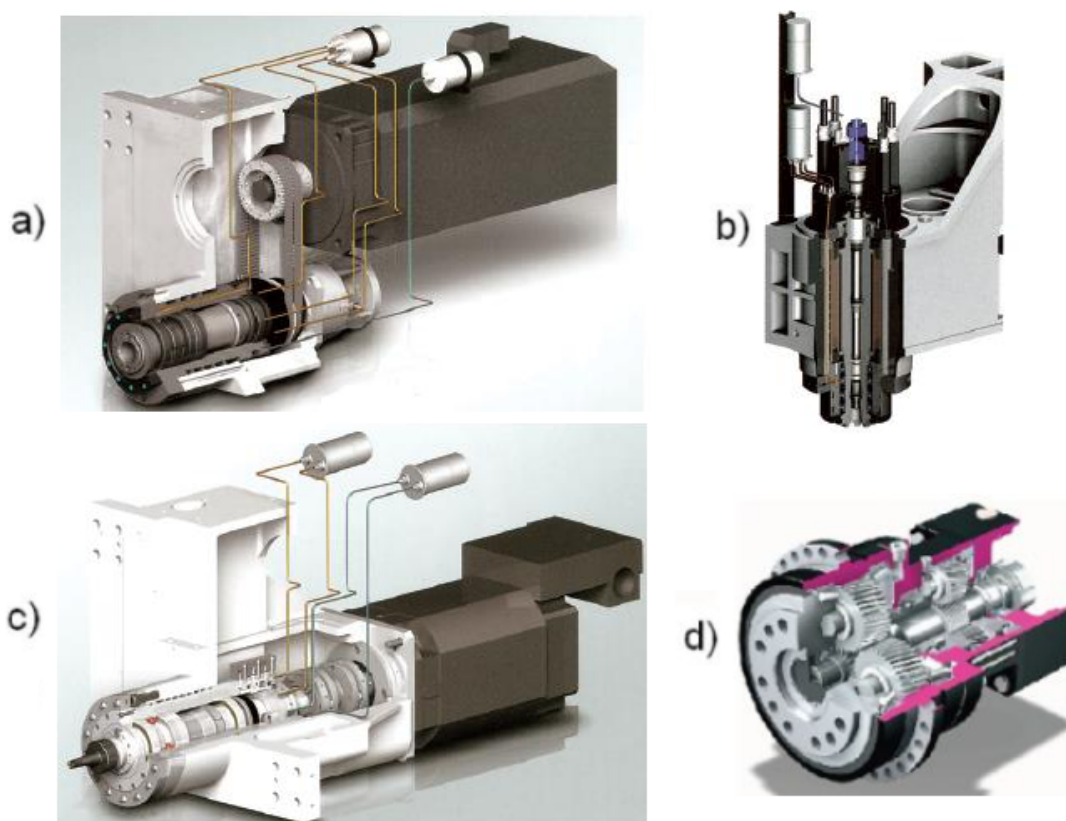
Mezi pohon a vřeteno je vložený kinematický řetězec. Poslední člen kinematického řetězce (ozubené kolo, řemenice) může být umístěn přímo na vřetenu mezi přední a zadní podpěrou nebo za zadní podpěrou. Výhoda je, že servomotor nemusí být uložený v těsné blízkosti vřetena, což umožňuje určitou variability uspořádání pohonu. Nevýhodou jsou vůle a ztráty, které vznikají v kinematickém řetězci.

Náhon s vloženým ozubeným převodem nebo převodovkou se používá pro nízké otáčky a velké krouticí momenty. Účinnost převodu je přibližně 90% a s každým vloženým převodem a typem převodovky je jiná.

Ozubené řemeny se používají tam, kde je potřeba přenášet velké výkony a nesmí docházet k prokluzu řemenu. Účinnost se pohybuje mezi 90 – 99%, dle druhu řemene. Ozubené řemeny nejsou zdrojem vibrací a ani je nepřenáší z elektrického pohonu na vřeteno, i když mají méně přesné uložení [6].

## Pohon s přímým převodem

Přímý náhon může být interní (elektrovřeteno) nebo externí (spojení servomotoru a vřetene přírubou, kde krouticí moment je přenášén spojkou) a používá se převážně pro oblast vysokorychlostního obrábění (HSC – High Speed Cutting), kde je potřeba dynamický stabilní náhon, nízká úroveň hluku, rovnoměrnost chodu, přesné řízení polohy a kompaktnost. Nevýhodou je vznikající teplo (nutné chlazení) a vyšší pořizovací cena [1,6].



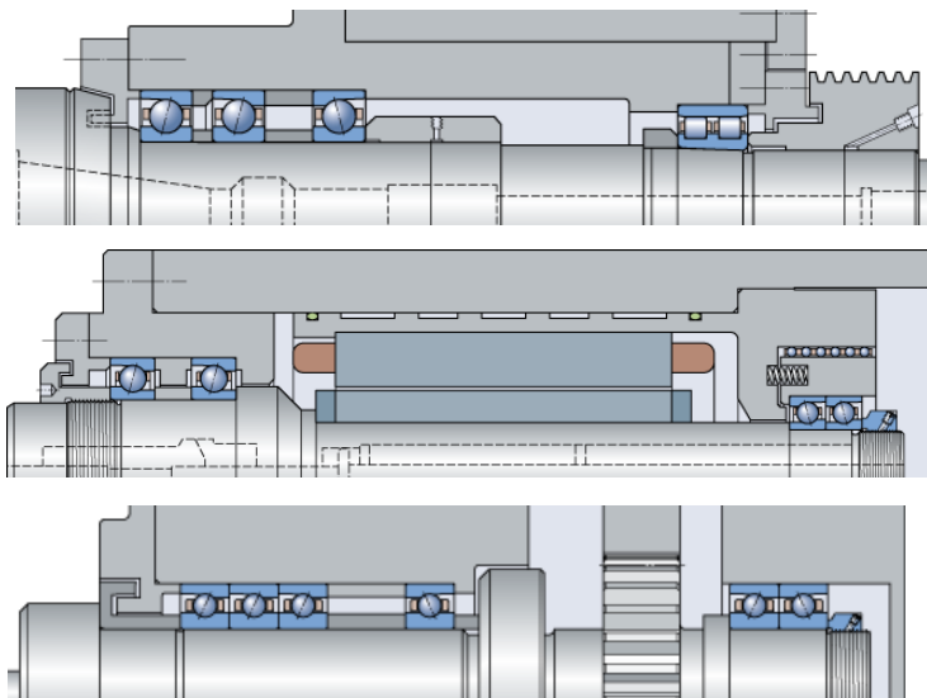
Obr. 2.10) Způsoby realizace náhonu vřetene: a) řemenový převod, b) elektrovřeteno, c) přímý pohon, d) s vloženou převodovkou [1,6]

## 2.5 Uložení vřetene

Způsob uložení vřetene je nejdůležitější částí při konstrukci vřeteníku. V závislosti na daných podmínkách práce se vřetena ukládají do kluzných, valivých a elektromagnetických ložisk. Kluzné a elektromagnetické uložení se používá jen v ojedinělých případech, kdy jsou kladeny vysoké požadavky na frekvenci otáčení. Z více jak 90% jsou všechna vřetena obráběcích strojů uložena do ložisek s valivými elementy [1].

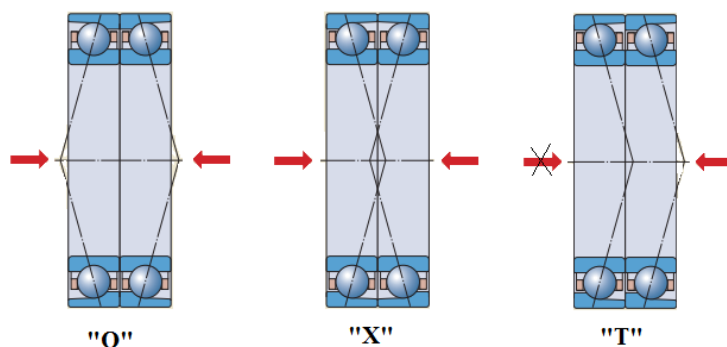
Každý typ ložiska se vyznačuje charakteristickými vlastnostmi pro danou konstrukci a rozměry, které určují jeho vhodnost pro daný způsob použití. Kuličková ložiska jsou například charakteristická nízkým třením a nízkou hlučností. Jsou určena pro přenášení středně velkých radiální i axiální zatížení. Mohou být vyráběna ve vyšších přesnostech, kdy mají schopnost pracovat při vysokých frekvencích otáčení. Při větším průměru ložiska klesá jeho frekvence otáčení. Vzhledem ke svým vlastnostem a příznivým cenám patří tato ložiska k nejpoužívanějším typům. Naopak válečková ložiska jsou určena pro uložení s velmi vysokým zatížením a dokážou vyrovnávat i určitou míru nesouososti. Jsou proto vhodná především pro těžký průmysl. Proto je nutné při volbě typu ložiska brát většinou v úvahu více různých vlivů a hodnotit je podle jejich míry významnosti pro dané uložení. Volba typu standardního ložiska bývá ovlivněna zejména: zatížením, prostorovými možnostmi, otáčkami, přesností chodu, tuhostí uložení, způsoby těsnění, montáže a demontáže [14].

Pro vymezení kombinovaného zatížení (radiálního, axiálního) se používají ložiska sdružená do sestav a mohou být uspořádány v různých kombinacích (obr. 2.11). Univerzálně párovatelná ložiska se uspořádávají zády k sobě (do “O”), čely k sobě (do “X”) nebo do tandemu, viz obr. 2.12. Tyto kombinace se používají u vřeten OS a představují širokou škálu možností řešení kompromisu mezi frekvencí otáčení, požadované tuhostí uložení a působícímu zatížení. Řadí se sem válečková ložiska a kuličková ložiska s kosoúhlým stykem [15].



Obr. 2.11) Příklady uložení vřetene [upraveno z 15]





Obr. 2.12) Základní kombinace uspořádání [15]

## 2.6 Periférie vřeteníku

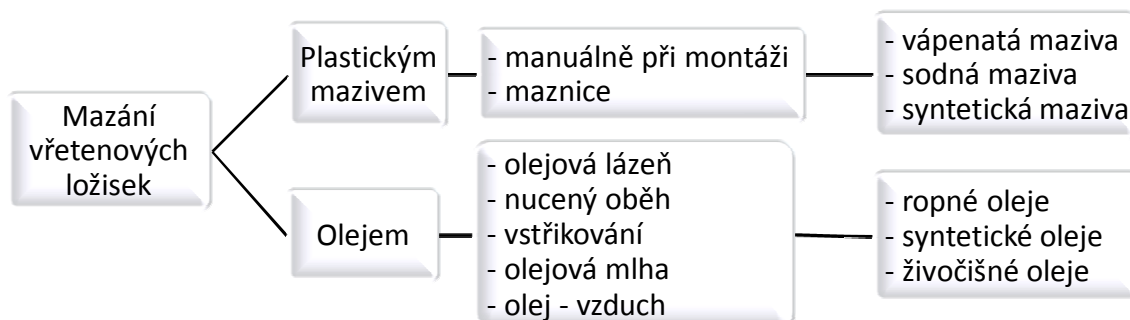
Periférie zabezpečují, aby byly dosaženy požadované technické a technologické parametry vřeteníku obráběcího stroje. Někdy je těžké rozeznat rozhraní mezi interní a externí funkcí periférií [1].

### 2.6.1 Mazání vřetenových ložisek

Hlavním důvodem mazání vřetenových ložisek je redukce tření, které snižuje opotřebení mezi valivými tělesy a oběžnými dráhami ložiskových kroužků. Existují různé způsoby mazání, které prezentuje obr. 2.13. Mazání ložisek prodlužuje jejich životnost, snižuje riziko poruch vlivem mechanického poškození při vysokých otáčkách a odvádí generované teplo. Metoda mazání uložení vřeten závisí na provozních podmínkách [1,15].

Nedostatečné mazání způsobuje zhruba 36% předčasných selhání všech ložisek. Tloušťka mazacího filmu závisí na otáčkách, provozní teplotě a viskozitě maziva. V úvahu je dobré brát i trvanlivost ložisek. Při mazání mohou vzniknout tyto druhy mazání:

- mezní mazání – malá tloušťka maziva k oddělení stykových ploch,
- hydrodynamické mazání – oddělení pohybujících se povrchů mazacím filmem,
- elastohydrodynamické mazání – existuje při hydrodynamickém mazání, kde dochází k výraznému zvýšení tlaku v mazacím filmu v kontaktní oblasti u zatíženého tělesa (pružná deformace) [5,15].



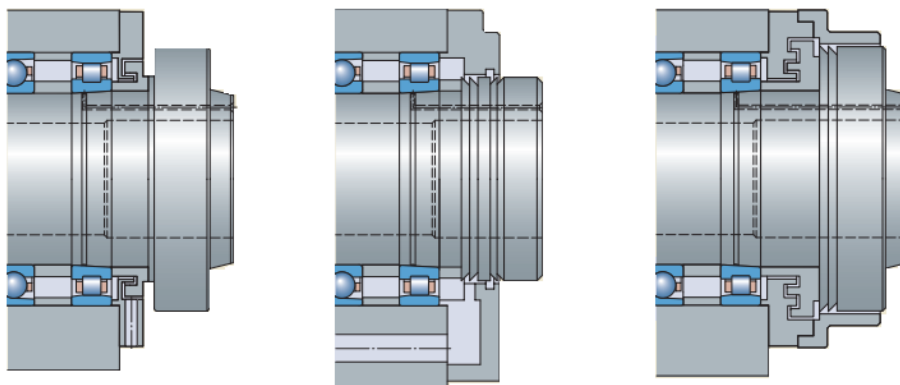
Obr. 2.13) Způsoby mazání vřetenových ložisek [5]

## 2.6.2 Těsnění

Nečistoty a vlhkost mohou negativně ovlivnit provozní trvanlivost a výkonnost ložiska. Proto vřetenová ložiska musí být efektivně utěsněna, aby nedošlo k úniku a k znehodnocení maziva. Těsnění rozdělujeme:

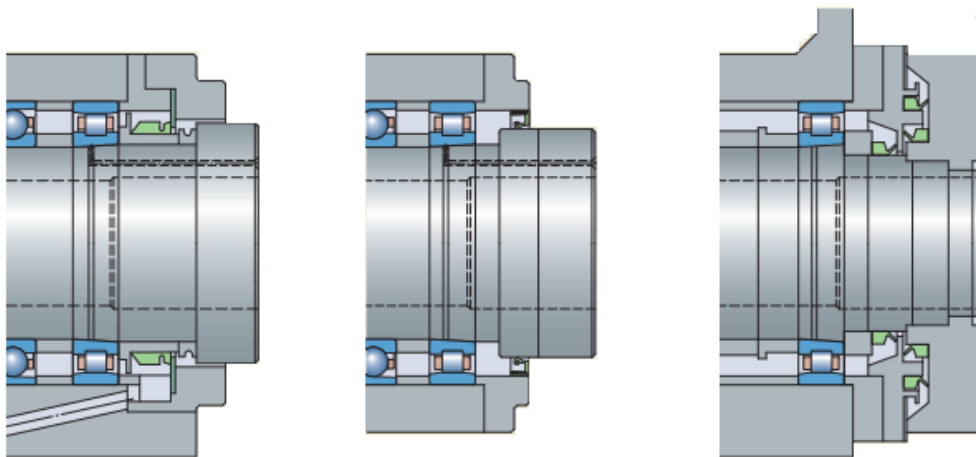
- kontaktní (V-kroužky, gufera, speciální těsnění),
- bezkontaktní (labyrint, ucpávky, těsnící vzduch).

Bezkontaktní těsnění jsou téměř vždy používána v přesných aplikacích s vysokými otáčkami. Jejich účinnost závisí v zásadě na těsnícím účinku úzké spáry mezi hřídelí a tělesem. Protože zde nedochází k žádnému kontaktu, nevzniká téměř žádné tření a prakticky neomezují otáčky, jsou tato těsnění vynikajícím řešením pro aplikace v obráběcích strojích. Varianty těsnění jsou od jednoduchých bezkontaktních spárových těsnění až po vícestupňová labyrintová těsnění (obr. 2.14). Ve srovnání se spárovými těsněními jsou vícestupňová labyrintová těsnění podstatně účinnější, protože jejich axiálně a radiálně umístěné spáry účinněji zabraňují průniku nečistot a řezné kapaliny do ložiska [15].



Obr. 2.14) Varianty labyrintová těsnění [15]

Kontaktní těsnění (obr. 2.15) produkuje díky třecí síle teplo, které může mít nepříznivé účinky. Tento druh těsnění je vhodné používat, pokud součinitel  $n \cdot d_w \leq 200000$  mm/min (otáčkový faktor). Obecně však jsou velmi spolehlivá a používají se u vřeten s nižšími otáčkami nebo v aplikacích, kde dodatečné teplo výrazně neovlivňuje výkonnost vřetene [5,15].



Obr. 2.15) Příklady kontaktního těsnění [15]

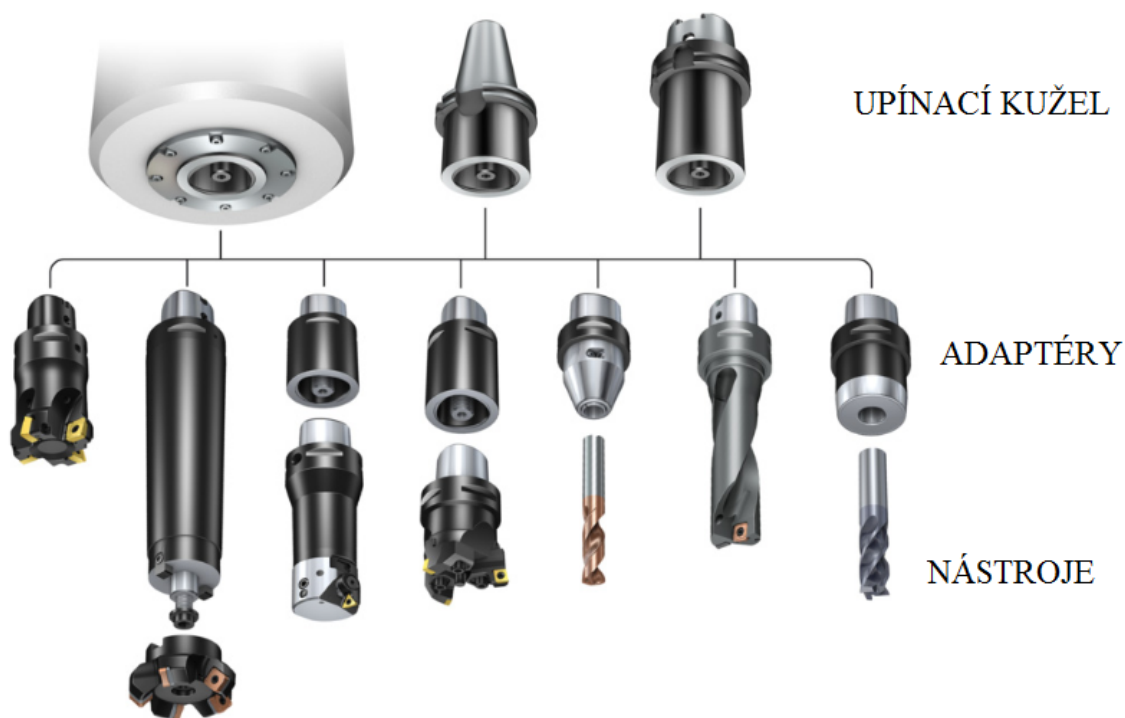
### 3 NÁSTROJOVÉ SOUSTAVY

Obrovský sortiment tvarů a rozměrů obráběných součástí vede k tomu, že je na obráběcích centrech prováděno široké spektrum technologických operací. Stále rostoucí nároky na výrobu kladou náročné požadavky na konstrukční provedení nástrojových systémů. Potřeby vyvíjecích se technologií způsobují, že rozmanitost tvaru nástrojů a používaných systémů je značná. Je zřejmé, že každá z výrobních technologií má svá specifika, jiné typy upínání nástrojů a jiné technické parametry [1].

Soustava nástrojů pro obráběcí centra na nerotační součásti je tvořena stavebnicovou nástrojovou jednotkou, např. modulární koncept Coromat Capto (obr. 3.1). Nástroje upínány do vřetena můžeme rozdělit dle tvaru kužele:

- kuželová stopka ISO (obr. 3.2 a), CAT, SK, BT (kuželovitost 7:24),
- krátkou kuželovou stopkou HSK (kuželovitost 1:10, obr. 3.2b),
- trojúhelníkový profil Coromant Capto (obr. 3.2c),
- BIG plus (podobný jako ISO, ale nástroj dosedá i na čelo),
- válcovou stopkou (využívána u konvečních strojů) [1].

Trojúhelníkový profil Coromant Capto se také využívá jako spojka mezi nástrojem a upínacím kuželem, která může vytvořit jeden systém pro všechny obráběcí operace při použití více strojích a umožňuje menší nástrojový inventář.



Obr. 3.1) Modulární koncept Coromant Capto [8]



Obr. 3.2) Typy upínacího kužele: a) ISO, b) HSK, c) Coromant Capto [9]

Každý typ upínání nástrojové soustavy má své výhody a nevýhody, příznivce a odpůrce. Proto je těžké dát jednoznačné a neomylné doporučení pro typ, který použít a který ne. V praxi si výrobce do zavedené výroby se zavedeným nástrojovým hospodařením koupí stroj s takovou nástrojovou jednotkou, kterou využívá. Je to logické a strategické rozhodnutí. Jednotlivé typy můžeme orientačně porovnat dle jejich dosahujících otáček, viz tab. 1 [1].

Tabulka 1) Otáčky vřetena v závislosti na typu kužele [5]

Typ kužele	Otáčky vřetena [ $\text{min}^{-1}$ ]	Velikost kužele
ISO (SK)	10 000	ISO 40
	8 000	ISO 50
HSK	18 000	HSK 63
	15 000	HSK 100
Coromat Capto	11 000	C6
	8 000	C8
BIG Plus	11 000	BIG Plus 50

Stroje s upínacím mechanismem ISO dosahují menších otáček, protože ISO stopka při upnutí dosedá na kužel a má mezi čelem vřetene a stopkou vůli. Zatímco HSK stopka dosedá na čelo vřetene a upnuta na vnitřní plochu kužele. Pokud bychom chtěli dosáhnout vyšších otáček při obrábění, lze použít za jistých podmínek rychloběžné hlavy (obr. 3.3) [5].

Rychloběžné hlavy jsou přídatná zařízení, která nahrazují potřebu využití speciálních aplikací při vysokých otáčkách, např. vrtání velmi malých děr. Zrychlovací hlava je připojena na vřeteno stroje klasickým rozhraním a je jím poháněna. Nutná je fixace tělesa hlavy proti otáčení, na což je nutno myslet při automatické výměny. Vyšších otáček výstupního hřídele hlavy se docílí pomocí převodovky a otáčky dosahují hodnoty až 20 000 ot/min při převodovém poměru 1 : 10 [11].

Dalším přídatným zařízením mohou být vrtací a frézovací úhlové hlavy (obr. 3.4), které zajišťují takovou polohu nástroje, která není dosažitelná pomocí kinematiky daného stroje nebo obrábět v jedné operaci více otvorů současně. Výsledkem je eliminace nutnosti přepínání obrobku do polohy, ve které by byl ve stávající konfiguraci stroje obrobitelem s dostatečnou produktivitou a kvalitou [11].



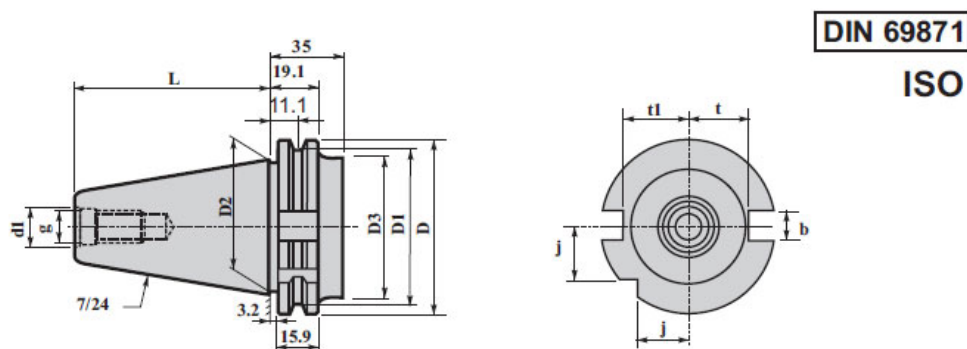
Obr. 3.3) Rychloběžná hlava [12]



Obr. 3.4) Vrtací a frézovací úhlové hlavy [13]

### 3.1 ISO kužel – rozměry

Upínací kužele ISO je jeden z nejstarších a stále používaným typem kužele využívaným v obráběcích strojích, který je vhodný pro namáhání v ohybu a krutu a umožňuje jednoduchou automatickou výměnu nástroje. Pro automatickou výměnu je definován dle ISO 7388/1 (DIN 69871). Jeho rozměry jsou na obr. 3.5.



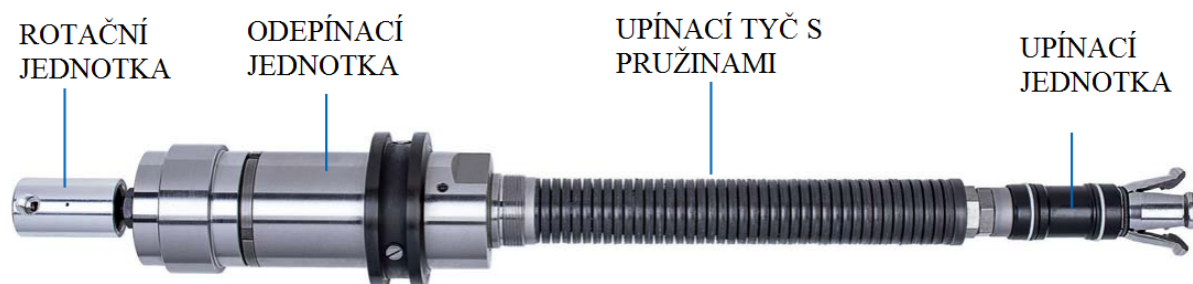
TAPER	D	D1	D2	D3	L	g	d1	t	t1	b	j
30	50.00	44.30	31.75	45	47.80	M12	13	16.4	19	16.1	15
40	63.55	56.25	44.45	50	68.40	M16	17	22.8	25.0	16.1	18.50
50	97.50	91.25	69.85	80	101.75	M24	25	35.5	37.7	25.7	30.0

Obr. 3.5) Rozměry ISO kužele dle DIN 69871 [10]

Krouticí moment z vřetena na nástrojový držák je přenášen silovým způsobem, kde sílu vyvozuje upínací mechanismus. Upínací kameny, které jsou mechanicky upevněny na čelo vřetena, slouží jako pojistný prvek při případném proklouznutí nástroje ve vřetenu. Nevýhodou ISO kužele je, že při působení vnějších statických sil od obráběcího procesu, teploty, předpětí v ložiskách těsně sousedících s dutinou vřetena, vibrace a další mají ten provozní důsledek, že dojde k nežádoucímu zasunutí stopky nástroje do vřetena. Aby se předešlo tomuhle problému, vznikly nové soustavy, např. BIG plus, které jsou podobné jako ISO, ale dosedají krom kuželové plochy i na čelní plochu nástroje. Vliv na tuhost soustavy nástroj – vřeteno má velikost upínací síly a velikost dosedací plochy nástroje a vřetene [1].

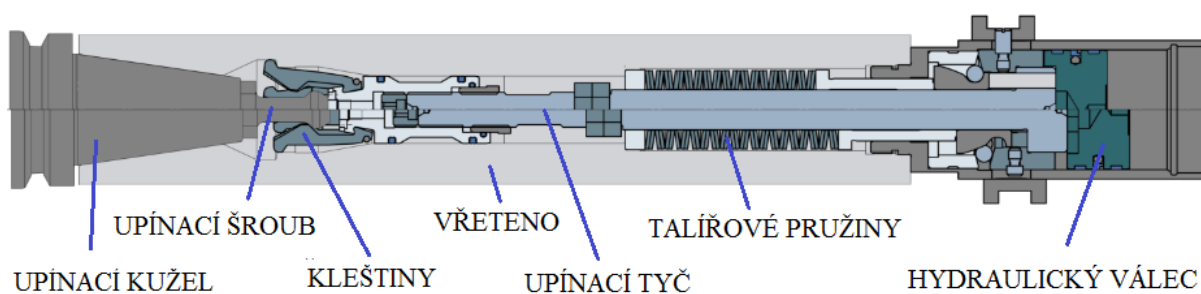
### 3.2 Upínací mechanismus ISO kužele

Dle názvu je zřejmé, že upínací systémy slouží k upínání a odepínání nástrojů z dutiny vřetena. Tyto jednotky se skládají z modulárních částí, které jsou konfigurovatelné pro daný typ aplikace. Upínací mechanismus se obecně skládá z upínací nástrojové jednotky, upínací tyče s pružinami, odepínací jednotky a rotační jednotky. Rotační jednotka realizuje přívod řezné kapaliny a čistícího vzduchu vně upínacího mechanismu směrem k nástroji (obr. 3.6). Mezi výrobce upínacích jednotek patří firmy OTT Jakob a RÖHM.



Obr. 3.6) Upínací mechanismus firmy RÖHM [21]

Obrázek 3.7 prezentuje schéma upínacího mechanismu, kde upnutí nástroje do vřetena je provedeno svazkem talířových pružin, které pomocí kleští upínacího nástroje vtahují nástrojový držák (ISO) do dutiny vřetene přes upínací šroub našroubovaný do zadní části nástrojového držáku. K uvolnění nástroje dochází pomocí hydraulického nebo pneumatického válce, který stlačí svazek talířových pružin. Tento válec může být konstruován jako vestavný nebo nástavňý, musí však být schopen vyvodit dostatečnou sílu ke stlačení talířových pružin [5].



Obr. 3.7) Schéma upínací mechanismu (OTT Jakob)[26]



## 4 PŘEDBĚŽNÝ NÁVRH KONSTRUKCE VŘETENÍKU

Stavba vřeteníku je konstruována s ohledem na stavbu a provedení obráběcího stroje. Ze zadání DP nejsou uvedeny všechny potřebné charakteristiky pro konstrukci vřetene, neboť vřetena jednotlivých obráběcích strojů bývají obecně konstruována pro danou aplikaci s danými technickými parametry.

Hlavním parametrem této DP je výkon vřetene o hodnotě 15 kW. Stroje s tímhle výkonem se řadí do třídy malých až středně velkých obráběcích strojů. Koncepce může být stanovena pro různá provedení vřeten např.: silová, vysokootáčková, vysokovýkonná.

Obrovský sortiment tvarů a rozměrů obráběných součástí vede k tomu, že je na obráběcích centrech prováděno široké spektrum různých druhů technologických operací. Pro obrábění nerotačních součástí je nejčastěji využíváno frézovacích a vrtacích operací, mezi další operace patří závitování, (výroba závitů), vyvrtávání, vystružování atd.

Podle množství odebírané třísky se obrábění dělí na:

- vysokorychlostní – HSC (High Speed Cutting),
- vysokovýkonné – HPC (High Performace Cutting, High Productive Cutting),
- vysokoposuvové – HFM (High Feed Milling),
- běžné obrábění.

Vřeteník bude konstruován pro běžné obrábění svařovaných součástí, které jsou potřebné pro konstrukce strojů v zemědělském průmyslu. Přehled předpokládaných operací pro zhotovení výrobku představuje tabulka 2. Dále se uvažuje, že stroj bude pracovat v jednosměnném (osmihodinovém) denním provozu.

Tabulka 2) Předpokládané operace pro zhotovení výrobku

Frézovací operace	Hrubování rovinných ploch	20 %
	Dokončování rovinných ploch	10 %
	Hrubování tvarových ploch	25 %
	Dokončování tvarových ploch	15 %
Vrtací operace		20 %
Ostatní operace	Závitování, srážení hran...	10 %

Obráběný materiál je konstrukční ocel ČSN 11 373 (S235JRG1) s vlastnostmi:

- $R_m = 340 \div 440$  MPa
- $R_m = 186$  MPa
- tvrdost: max. 225 HB, uvažována 175 HB

## 4.1 Volba nástrojové soustavy

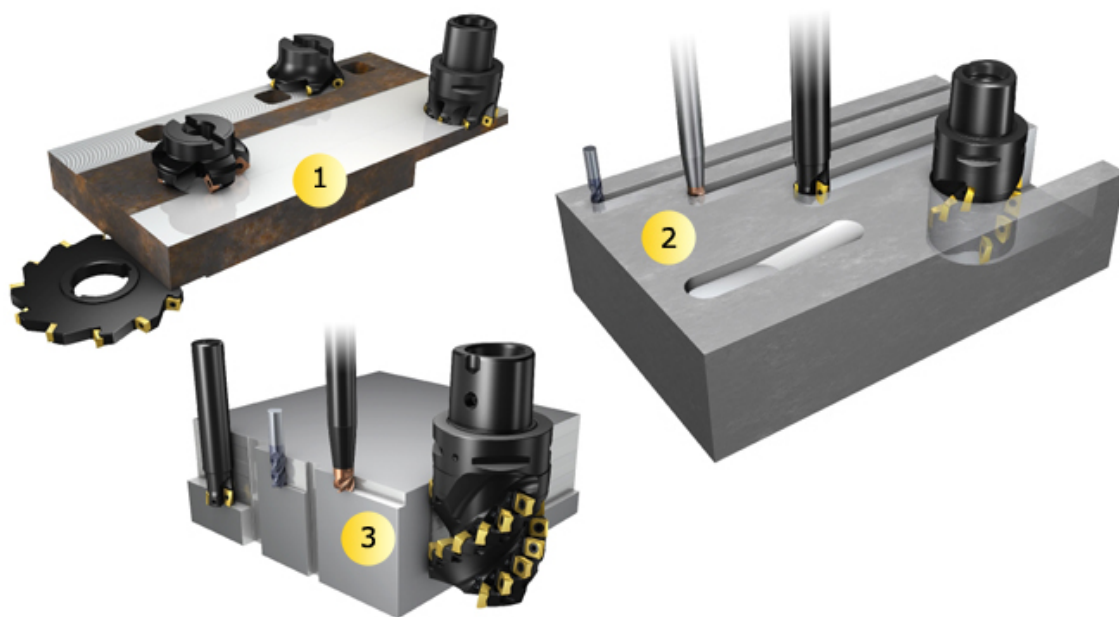
Ze zadání je vřeteno určeno pro upínání nástrojů s rozhraním ISO. Kužele s tímto rozhraním se na trhu vyskytují v běžných velikostech ISO 30, ISO 40, ISO 50, ISO 60. Je zvolen kužel o velikosti ISO 40. Upínací mechanismus bude uvažován jako nakupovaný celek a bude umožňovat přísun řezné kapaliny a čistícího vzduchu v ose vřetene.

V kapitole 3.1.1 byl popsán princip upínacího mechanismu s rozhraním ISO. Dle tabulky 1, která předběžně určuje otáčky vřetene pro daný typ a velikost kužele, je vřeteno konstruováno na maximální otáčky vřetene  $n_{Vmax} = 8000 \text{ min}^{-1}$ .

Vestavné vřeteno bude konstruováno do vertikálního obráběcího centra, které má tři translační osy v nástroji a dvě rotační osy v obrobku.

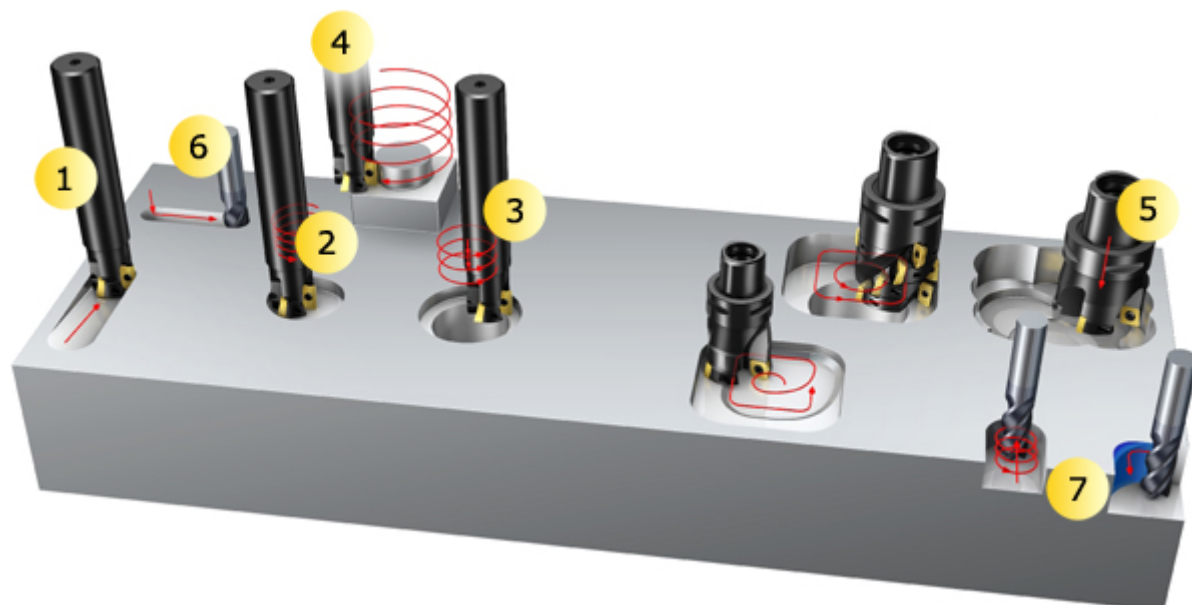
### 4.1.1 Obráběcí procesy

V současné době trh nabízí nepřehledné množství nástrojů ať už monolitních nebo s vyměnitelnými břitovými destičkami (VBD). Mezi známé výrobce obráběcích nástrojů patří například SECO Tools, Hoffmann Group nebo SANDVIK Coromat. Každý výrobce uvádí svůj sortiment ve svých katalozích a každému nástroji určuje charakter jeho použití. Zvolit správný nástroj a řezné podmínky při daném typu obrábění je věcí technologického postupu. Na obrázcích 5.3, 5.4, 5.5 jsou uvedeny příklady operací prováděných na frézovacích strojích.



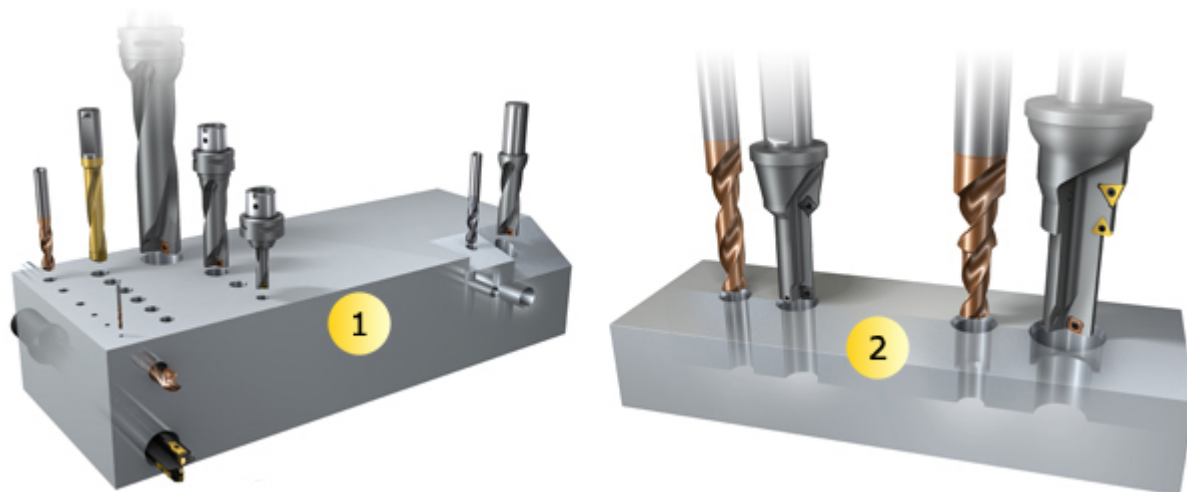
Obr. 5.3) Příklady frézování: 1 – čelní, 2 – drážkové, 3 – do rohu [22]





Obr. 5.4) Příklady frézování děr a dutin [22]

Popis k obr. 5.4: 1 – postupné zahlubování, 2 – zahlubování pomocí šroubovicové interpolace, 3 – zvětšování otvorů, 4 – vnější zahlubování pomocí šroubovicové interpolace, 5 – ponorné frézování, 6 – zavrtávací frézování, 7 – metoda odřezávání tenkých vrstev [22].



Obr. 5.5) 1 – všeobecné vrtání, 2 – vrtání stupňovitých děr [22]

Výkon vřeteníku se odvíjí od momentu o táčkách vřetene. Moment závisí na průměru nástroje a vzniku řezných sil při obrábění. Velikost řezných sil se dá ovlivnit správnou volbou řezných podmínek. Řezné podmínky se volí podle druhu práce, druhu a průměru použité frézy a požadované jakosti obrobených ploch. Při hrubování se volí co největší posuv s přihlédnutím k hloubce odebírané vrstvy, tuhosti obrobku a výkonu na vřetenu [16].

Pro daný obráběný materiál a frézovací nástroj patří k základním řezným podmínkám řezná rychlost  $v_c$  (dle vztahu 3) a posuv na zub  $f_z$  [mm]. V technologické praxi se často předepisuje také posuvová rychlost  $v_f$ , pro kterou platí vztah [16]:

$$v_f = f_z * z * n \text{ [mm/min]}, \quad (2)$$

$$v_c = \frac{\pi * d * n}{1000} \text{ [m/min]} \quad (3)$$

kde:  $z$  – počet zubů nástroje  
 $n$  – otáčky nástroje [ $\text{min}^{-1}$ ]  
 $d$  – průměr nástroje [mm]

Velikost řezných sil je výchozím parametrem pro výpočet tuhosti a uložení vřetene. Vzhledem k širokému spektru různých druhů technologických operací a obráběných materiálů jsou obráběcí síly různé. Je tedy nutné zjistit maximální možné řezné síly působící na vřeteno v axiálním a radiálním směru. Největší zatížení nastane při hrubování. Pro výpočet maximální radiální síly byla vybrána čelní válcová fréza CoroMill 245 od firmy Sandvik Coromat.

Axiální síly vznikají zejména při ponorném frézování a vrtání. Pro výpočet maximální axiální síly je vybrán karbidový šroubovitý vrták CoroDrill 460 od firmy Sandvik Coromat.

## 4.2 Porovnání mechanických převodu

Pro zajištění požadovaného otáčivého pohybu vřetene je potřeba zvolit vhodný typ pohonu. Toto porovnání předchází výpočtům z kapitoly 5.1, kde je počítáno zatížení vřetenové hřídele od obráběcích procesů. Vzhledem ke zvolené frekvenci otáčení je pohon s přímým náhonem vyloučen, protože tento typ náhonu se běžně používá pro vřetena s otáčkami 15000/min a více. Náhon tedy bude proveden s vloženým převodem. Jako první mechanický převod se nabízí ozubené soukolí, které se nejvíce vyznačuje velkým přenášeným momentem. Druhým mechanickým způsobem je řemenový převod. U řemenového převodu se používají synchronní ozubené řemeny, které pracují bez prokluzu a zaručují přesný otáčivý pohyb.

Pro zvolení vhodné varianty mechanického převodu bylo provedeno vícekritériální hodnocení zvané Metoda hodnocení variant. V tabulce 3 jsou sepsána kritéria, která charakterizují mechanický převod. Každému kritériu je přidělena váha významnosti 1-10 (kde 10 představuje nejdůležitější kritérium) a bodové hodnocení dle provedení kritéria. Vyhodnocena kritéria pro každý typ převodu jsou převedena na číselné hodnoty a vynásobená vahou kritéria (tabulka 4).

Tabulka 3) Kritéria hodnocení mechanických převodů

Kritérium	Váha kritéria	Hodnocení		
		2 body	1 bod	0 bodů
Přenos hnaného momentu (70 Nm)	10	Ano	-	Ne
Dosažení max. otáček (8000 min <sup>-1</sup> )	10	Ano	-	Ne
Cena	8	Nízká	Vyhovující	Vysoká
Přesnost	8	Velká	Běžná	Malá
Zatížení hřídele (ložisek)	7	Malé	Střední	Velké
Složitost konstrukce	6	Jednoduchá	Normální	Složitá
Zástavbové rozměry	4	Malé	Střední	Velké
Účinnost	3	nad 95%	85-95%	do 85%
Oteplení okolí	3	Nízké	Střední	Vysoké
Hlučnost převodu	2	Tichý	Normální	Hlučný
Variabilita vůči zástavbě motoru	1	Variabilní	Omezený	Nevariabilní

Tabulka 4) Číselné hodnocení jednotlivých mechanických převodů

Kritérium	Váha kritéria	Řemenový převod		Převodovka	
		Hodnocení	Součin	Hodnocení	Součin
Přenos hnaného momentu (70 Nm)	10	2	20	2	20
Dosažení max. otáček (8000 min <sup>-1</sup> )	10	2	20	2	20
Cena	8	2	16	1	8
Přesnost	8	2	16	1	8
Zatížení hřídele (ložisek)	7	0	0	2	14
Složitost konstrukce	6	2	12	1	6
Zástavbové rozměry	4	2	8	1	4
Účinnost	3	2	6	1	3
Oteplení okolí	3	2	6	1	3
Hlučnost převodu	2	2	4	1	2
Variabilita vůči zástavbě motoru	1	2	2	1	1
<b>Součet hodnocení</b>			<b>110</b>		<b>89</b>

Z číselného hodnocení je patrné, že vhodný mechanický převod bude řemenový převodem. Proto bude vřeteník konstruován pro náhon se synchronním ozubeným řemenem.

## 5 VÝPOČET NAVRŽENÉ KONSTRUKCE VŘETENE

Ze zadání DP je dán výkon vřetene (15 kW), který je výchozím výpočtovým parametrem pro návrh vřeteníku frézovacího centra.

### 5.1 Výpočet obráběcích sil

Pro navržení dílčích částí je nejprve nutné zjistit zatížení působící na vřeteník vznikající při obrábění. Pro výpočet řezných podmínek pro každý zvolený nástroj byla využita internetová aplikace ToolGuide, která je dostupná na internetových stránkách výrobce. Podrobné výsledky pro každý nástroj jsou uvedeny v příloze B.

#### Frézování čelní frézou

Pro zjištění maximálních radiálních sil byla zvolena čelní fréza CoroMill 245 s řezným průměrem 40 mm a hloubkou záběru hlavního ostří 5 mm. Výsledky výpočtu jsou uvedeny v tabulce 5. Pro stejnou frézu je proveden i výpočet pro dokončování, viz tabulka 6.

Tabulka 5) Řezné podmínky a výsledky pro čelní frézu CoroMill 245 (hrubování)

Parametr	Zkratka	Hodnota	Jednotka
Řezný průměr nástroje	$D_c$	40	mm
Posuv na zub	$f_z$	0,354	mm
Řezná rychlost	$v_c$	289	m/min
Posuvová rychlost	$v_p$	2090	mm/min
Hloubka záběru	$a_p$	5	mm
Šířka frézované plochy	$B_n$	30	mm
Otáčky	$n$	1970	ot/min
Řezný výkon	$P_c$	14,3	kW
Řezný moment	$M_c$	69,6	Nm



Obr. 5.1) Fréza CoroMill 245 [24]

Výpočet řezné síly:

$$F_{c1} = \frac{2 \cdot M_{c1}}{D_{c1}} = \frac{2 \cdot 69,6}{0,04} = 3480 \text{ N.} \quad (4)$$

Při obrábění vznikají řezné, posuvové a pasivní síly. Tvar a natočení břitových destiček má za následek vznik axiálních sil, které se v tomto výpočtu zanedbají. Vektorový součet všech řezných sil při řezném procesu dává celkovou řeznou sílu. Vztah 4 lze brát jako výpočet obvodové síly na nástroji. Proto tedy bude řezná síla uvažována jako maximální zatížení působené v radiálním směru na vřeteno.

Důvodem je redukce výpočtu z dvou rovin  $y - z$  a  $x - z$  na rovinu  $y - z$ . Neboť v dalším postupu výpočtu budu počítány reakce v ložiscích, deformace ložisek a vřetenové hřídele, kde výsledky výpočtů v každém směru jsou také vektorově sečteny.

Tabulka 6) Řezné podmínky a výsledky pro čelní frézu CoroMill 245 (dokončování)

Parametr	Zkratka	Hodnota	Jednotka
Řezný průměr nástroje	$D_c$	40	mm
Posuv na zub	$f_z$	0,357	mm
Řezná rychlost	$v_c$	243	m/min
Posuvová rychlost	$v_p$	2010	mm/min
Hloubka záběru	$a_p$	0,1	mm
Šířka frézované plochy	$B_n$	30	mm
Otáčky	$n$	1880	ot/min
Řezný výkon	$P_c$	14,3	kW
Řezný moment	$M_c$	1,73	Nm

Výpočet řezné síly:

$$F_{c2} = \frac{2 \cdot M_{c2}}{D_{c2}} = \frac{2 \cdot 1,73}{0,04} = 86,5 \text{ N.} \quad (5)$$

### Frézování stopkovou frézou

Stejný postup se aplikuje i pro monolitní karbidovou stopkovou frézu CoroMill Plura s řezným průměrem 8 mm.

Tabulka 7) Řezné podmínky a výsledky pro frézu CoroMill Plura

Parametr	Zkratka	Hodnota	Jednotka
Řezný průměr nástroje	$D_c$	8	mm
Posuv na zub	$f_z$	0,0462	mm
Řezná rychlost	$v_c$	188	m/min
Posuvová rychlost	$v_p$	1730	mm/min
Hloubka záběru	$a_p$	3	mm
Šířka frézované plochy	$B_n$	8	mm
Otáčky	$n$	7480	ot/min
Řezný výkon	$P_c$	3,13	kW
Řezný moment	$M_c$	3,99	Nm



Obr. 5.2) Fréza CoroDrill Plura [24]

Výpočet řezné síly:


$$F_{c3} = \frac{2 \cdot M_{c3}}{D_{c3}} = \frac{2 \cdot 3,99}{0,008} = 997,12 \text{ N.} \quad (6)$$

## Vrtání šroubovitým vrtákem

Největší axiální zatížení nastává při vrtání a čelním frézování. Hodnoty řezných podmínek pro vrtání karbidovým šroubovým vrtákem jsou uvedeny v tabulce 8.

Tabulka 8) Řezné podmínky pro karbidový šroubovitý vrták CoroDrill 460

Parametr	Zkratka	Hodnota	Jednotka
Řezný průměr nástroje	$D_c$	18	mm
Posuv na zub	$f_n$	0,32	mm
Řezná rychlost	$v_c$	84	m/min
Posuvová rychlost	$v_f$	475	mm/min
Otáčky	$n$	1490	ot/min
Řezný moment	$M_c$	37	Nm
Řezný výkon	$P_c$	5,76	kW
Posuvová síla	$F_f$	3220	N



Obr. 5.3) Vrták CoroDrill 460  
[24]

Při uvážení mírného zhoršení řezných podmínek pro frézu Coromill 245 by se řezný moment a výkon na vřetenu zvýšil. Zaokrouhlením těchto hodnot jsou stanoveny parametry vřetene, pro které se bude vřeteno konstruovat:

**Výkon vřetene:  $P_v = 15 \text{ kW}$**

**Moment vřetene:  $M_v = 70 \text{ Nm}$**

Maximální radiální zátěž působící na vřeteno je:

$$F_c = \frac{2 \cdot M_v}{D_{c1}} = \frac{2 \cdot 70}{0,04} = 3500 \text{ N} \quad (7)$$

Stanovení nominálních otáček vřetene:

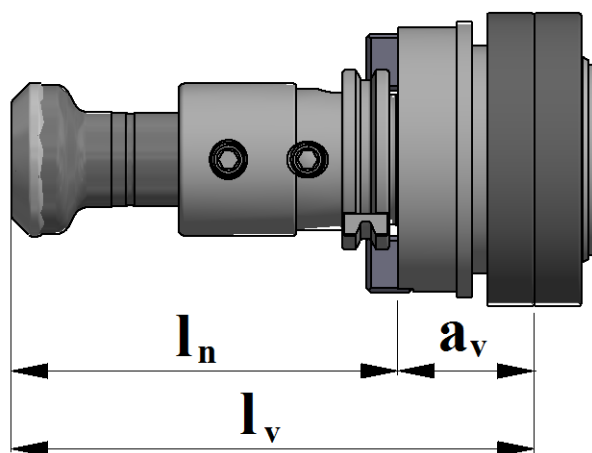
$$n_{nv} = \frac{60 \cdot P_v}{2 \cdot \pi \cdot M_v} = \frac{60 \cdot 15000}{2 \cdot \pi \cdot 70} \doteq 2046 \frac{1}{\text{min}} \quad (8)$$

## 5.2 Výpočet reakčních sil

Velikost reakčních sil v podpěrách vzniká od řezných sil nástroje a předepnutí hnacího řemenu, které jsou nutné znát pro stanovení tuhosti vřetenové soustavy. Na obr. 5.4 je schéma nosníku (vřetenové hřídele) se zatěžujícími účinky, který je umístěn ve dvou podpěrách. V tabulce 9 jsou uvedeny hodnoty složek pro výpočet reakčních sil. Napínací síla řemene je vypočtena v kapitole 5.5.2.

Vzdálenost  $l_v$  je dána součtem vyložení nástroje  $l_n$  a vzdálenosti  $a_v$  ( $a_v$  je vzdálenost mezi ložisky na předním konci a čelem vřetena, viz obr. 5.4)

$$l_v = l_n + a_v = 132 + 46,5 = 178,5 \text{ Nm} \quad (9)$$

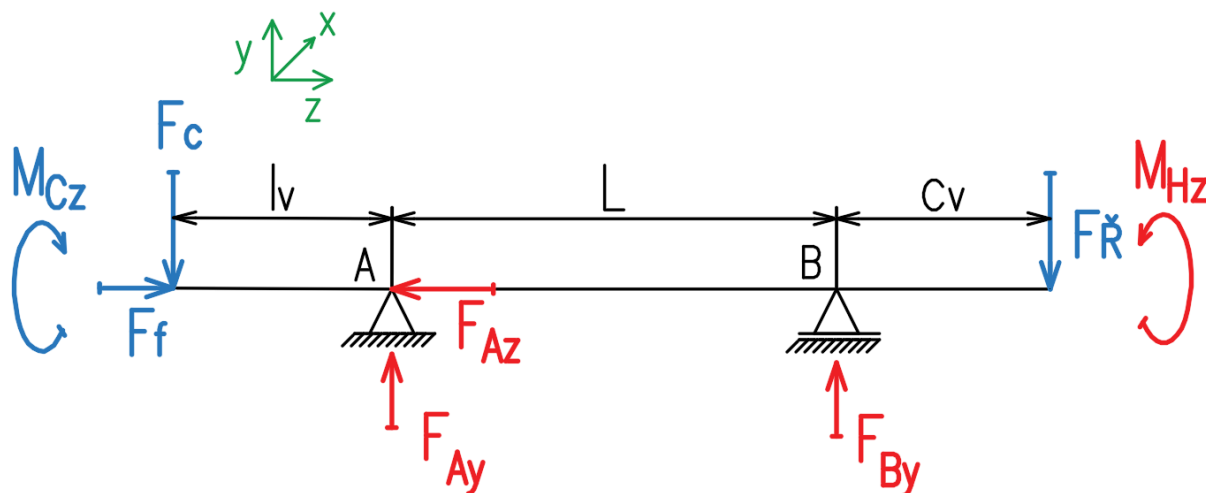


Obr. 5.4) Vyložení nástroje

Tabulka 9) Tabulka hodnot zatěžujících účinků

Parametr	Zkratka	Hodnota	Jednotka
Řezná síla	$F_c$	3500	N
Posuvová síla	$F_f$	3220	N
Řezný moment	$M_{cz}$	70	Nm
Napínací síla od řemene	$F_{\check{R}}$	1775	N
Vzdálenost mezi podpěrrou A a působení řezné sily	$l_v$	178,5	mm
Vzdálenost mezi podpěrami	$L$	202	mm
Vzdálenost mezi podpěrrou B a působení napínací síly řemene	$c_v$	64	mm

Obrázek 5.5 značí nosník vřetenové hřídele s maximálním zatížením od jednotlivých obráběcích operací. Ve skutečnosti tato situace nenastane.



Obr. 5.5) Schéma nosníku vřetenové hřídele

Těleso je ve statické rovnováze, je-li součet všech silových a momentových účinků roven nule. V tomhle případě se jedná o soustavu 4 rovnic:

$$\sum F_z = 0; \quad F_f - F_{Az} = 0, \quad (10)$$

$$\sum F_y = 0; \quad -F_c + F_{Ay} + F_{yB} - F_{\check{R}} = 0, \quad (11)$$

$$\sum M_{Ax} = 0; \quad -F_c \cdot l_v - F_{yB} \cdot L + F_{\check{R}} \cdot (L + c_v) - F_{\check{R}} = 0, \quad (12)$$

$$\sum M_z = 0; \quad -M_{cz} + M_{hz} = 0. \quad (13)$$

Výpočet reakčních sil po vyjádření a dosazení:

$$F_{Az} = F_f = 3220 \text{ N}, \quad (14)$$

$$F_{By} = \frac{-F_c \cdot l_v - F_{\check{R}} \cdot (L + c_v)}{L} = \frac{-3500 \cdot 178,5 - 1775 \cdot (202 + 64)}{202} = -725,45 \text{ N}, \quad (15)$$

$$F_{Ay} = F_{\check{R}} - F_{By} + F_c = 1775 - (-725,45) + 3500 = 6030,45 \text{ N}. \quad (16)$$

Hodnota reakční síly je v záporné hodnotě a ve skutečnosti bude působit v opačném směru. Výpočet hnaného momentu vřetene:

$$M_{hz} = M_{cz} = 70 \text{ Nm}. \quad (17)$$



Poznámka:

V dalších výpočtech se budou reakční síly v ose  $y$  označovat  $F_A$  pro podpěru A a  $F_B$  pro podpěru B. Hnaný moment bude označován  $M_H$ .

### 5.3 Volba a výpočet ložisek

Pro uložení vřetenové hřídele byla zvolena kuličková ložiska s kosoúhlým stykem od výrobce SKF. Tyto ložiska mají oběžné dráhy vnitřních a vnějších kroužků vzájemně vůči sobě přesazené ve směru osy ložiska. Proto jsou vhodná pro přenášení kombinovaných axiálních a radiálních zatížení. Axiální únosnost kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem vzrůstá s rostoucím stykovým úhlem. Stykový úhel je definován jako úhel, který svírá spojnice stykového bodu kuličky a oběžných drah v radiální rovině [17].

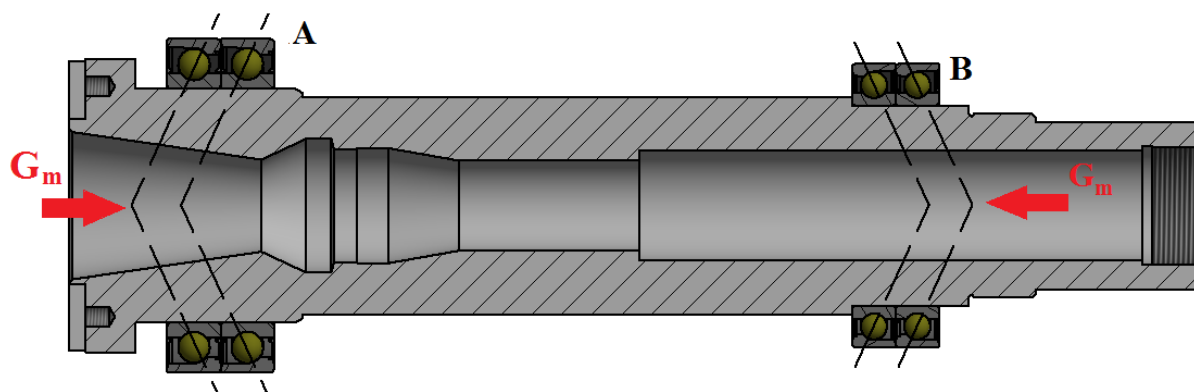
Vřeteno je uloženo ve dvou podpěrách s uspořádanými ložisky ve dvojicích zády k sobě (do “O”) a tandemu. Toto uložení se označuje “QBC” (viz obr. 5.6). Pro přední podpěru byla zvolena ložiska typu S71914 CD/P4A a pro zadní podpěru ložiska typu S71912 CD/P4A (údaje o ložiscích jsou v tabulce 10). Písmeno  $S$  značí ložiska s vnitřním těsněním, číslo  $719$  značí ložiskovou řadu v souladu s rozměrovou řadou ISO 19, čísla  $14$  a  $12$  označují velikost daného ložiska, písmeno  $C$  značí ložiska se stykovým úhlem  $15^\circ$ , písmeno  $D$  značí vysokou únosnost ložiska a písmena  $P4A$  značí rozměrovou přesnost dle ISO 4 a přesnost chodu lepší než třída přesnosti ISO 4 [15].

Tabulka 10) Parametry ložisek

Parametr ložiska	značka	jednotky	S71914 CD/P4A	S71912 CD/P4A
Vnitřní průměr	$d$	mm	70	60
Vnější průměr	$D$	mm	90	85
Šířka	$B$	mm	16	13
Základní dynamická únosnost	$C$	kN	34,5	19,9
Základní statická únosnost	$C_0$	kN	34	15,3
Max. otáčky při mazání plastickým mazivem	$n_{Lmax}$	$\text{min}^{-1}$	13000	15000
Průměr kuličky	$d_w$	mm	9,525	7,938
Počet kuliček	$z$	-	24	24
Třída předpětí B	$G_B$	N	260	140
Třída předpětí C	$G_C$	N	520	280
Axiální tuhost při předpětí B	$k_{aB}$	$\text{N}/\mu\text{m}$	115	74
Axiální tuhost při předpětí C	$k_{aC}$	$\text{N}/\mu\text{m}$	164	102
Součinitel, který závisí na řadě a velikosti ložiska	$f$	-	1,19	1,17
Opravný součinitel, který závisí na stykovém úhlu	$f_l$	-	1	1
Opravný součinitel, který závisí na třídě předpětí	$f_{2B}$	-	1,04	1,04
Opravný součinitel, který závisí na třídě předpětí	$f_{2C}$	-	1,09	1,09
Opravný součinitel hybridních ložisek	$f_{HC}$	-	1	1
Výpočtový součinitel	$f_0$	-	16,2	10,5

## POZNÁMKA:

V následujících výpočtech dolní indexování veličin končící A či B značí výpočty vztažené k danému místu uložení dle obr. 5.6.



Obr. 5.6) Návrh uložení vřetene ("QBC")

### 5.3.1 Axiální tuhost ložisek

Aby se dosáhlo větší tuhosti uložení, je nutné kosoúhlá ložiska předepnout. Přední ložiska jsou předepnuta na třídu předpětí B. Ložiska v podpěře B jsou rozměrově menší. Aby se dosáhlo dostatečné tuhosti jsou předepnuta na hodnotu předpětí C. Vzhledem k vertikálnímu uložení vřetene jsou ložiska v podpěře B zatížena kromě síly předpětí také tíhovou silou od vnitřních hmot vřetene. Pro rozdílné hodnoty předpětí ložisek mezi podpěrami se používají předepínací kroužky, které jsou broušeny na míru dle tabulkových hodnot výrobce.

Každá dvojice ložisek je předepnuta předepínací silou  $G_m$ , ke které odpovídá pružná deformace  $\delta_p$ . Při působení vnější axiální síly se budou ložiska na předním konci zatěžovat více o sílu  $F_1$  a na druhé straně se budou odlehčovat o sílu  $F_2$ . Tomu odpovídají zatěžující deformace  $\delta_1$  a  $\delta_2$ .

Stav, při kterém dojde k odlehčení předepnutých ložisek od působící vnější axiální síly, se nazývá bod odlehnutí. Je to tedy limitující hodnota síly, při které dojde k odlehnutí ložisek a tím k možnému rychlejšímu poškození.

Tíhová síla, která zatěžuje ložiska B, je dána součtem hmotností vřetenové hřídele, nástroje a upínací mechanismu. Hmotnost všech součástí je  $m_v = 9,6 \text{ kg}$  (hodnota byla určena z modelového řešení). Tíhová síla vnitřních součástí je:

$$F_{Gv} = m_v \cdot g = 9,6 \cdot 9,81 = 94,176 \text{ N.} \quad (18)$$

### Kontrola axiálního zatížení

Výpočet předpětí ložiskové sady A [15]:

$$G_{mA} = f_A \cdot f_1 \cdot f_{2B} \cdot f_{HC} \cdot G_{CB} = 1,19 \cdot 1 \cdot 1,04 \cdot 1 \cdot 280 = 370,78 \text{ N,} \quad (19)$$

výpočet předpětí ložiskové sady B [15]:

$$\begin{aligned} G_{mB} &= f_B \cdot f_1 \cdot f_{2C} \cdot f_{HC} \cdot (G_{CB} + F_{Gv}) = \\ &= 1,17 \cdot 1 \cdot 1,09 \cdot 1 \cdot (260 + 94,176) = 487,17 \text{ N.} \end{aligned} \quad (20)$$

Pružná deformace ložisek v bodě A vyvolaná předpětím [5]:

$$\begin{aligned}\delta_{pA} &= 2 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt[3]{(10 \cdot G_{mA})^2} \cdot \sqrt[3]{z^2} \cdot \sqrt[3]{d_{wA}^{-1}} \cdot \sqrt[3]{\sin(\alpha)^{-5}} = \\ &= 2 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt[3]{(10 \cdot 370,78)^2} \cdot \sqrt[3]{24^2} \cdot \sqrt[3]{9,525^{-1}} \cdot \sqrt[3]{\sin(15)^{-5}} = \\ &= 0,26 \mu\text{m},\end{aligned}\quad (21)$$

pružná deformace ložisek v bodě B vyvolaná předpětím [5]:

$$\begin{aligned}\delta_{pB} &= 2 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt[3]{(10 \cdot G_{mB})^2} \cdot \sqrt[3]{z^2} \cdot \sqrt[3]{d_{wB}^{-1}} \cdot \sqrt[3]{\sin(\alpha)^{-5}} = \\ &= 2 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt[3]{(10 \cdot 418,17)^2} \cdot \sqrt[3]{24^2} \cdot \sqrt[3]{7,938^{-1}} \cdot \sqrt[3]{\sin(15)^{-5}} = \\ &= 0,33 \mu\text{m}.\end{aligned}\quad (22)$$

Axiální deformace ložisek od zatěžující axiální síly [15]:

$$\delta_a = \frac{F_f}{2 \cdot k_{aB}} = \frac{3220}{2 \cdot 115} = 14 \mu\text{m} . \quad (23)$$

Koeficientu  $k_\delta$  závisí na valivém elementu. Pro kuličku platí [1]:

$$k_{\delta A} = 10^5 \cdot \sqrt{1,25 \cdot d_{wA}} = 10^5 \cdot \sqrt{1,25 \cdot 9,525} = 345054,3 , \quad (24)$$

$$k_{\delta B} = 10^5 \cdot \sqrt{1,25 \cdot d_{wB}} = 10^5 \cdot \sqrt{1,25 \cdot 7,938} = 315000 . \quad (25)$$

Výpočet síly  $F_1$  a  $F_2$  [5]:

$$\begin{aligned}F_1 &= k_{\delta A} \cdot z \cdot i \cdot \sin(\alpha)^{-5/2} \cdot (\delta_a + \delta_{pA})^{3/2} = \\ &= 345054,3 \cdot 24 \cdot 2 \cdot \sin(\alpha)^{-5/2} \cdot \left( \frac{14}{1000} + \frac{0,33}{1000} \right)^{3/2} = 961,01 \text{ N},\end{aligned}\quad (26)$$

$$\begin{aligned}F_2 &= k_{\delta B} \cdot z \cdot i \cdot \sin(\alpha)^{-5/2} \cdot (\delta_a - \delta_{pB})^{3/2} = \\ &= 31500 \cdot 24 \cdot 2 \cdot \sin(\alpha)^{-5/2} \cdot \left( \frac{14}{1000} - \frac{0,27}{1000} \right)^{3/2} = 823,31 \text{ N}.\end{aligned}\quad (27)$$

Výpočet odlehčovací síly pro daný typ uspořádání ložisek [5]:

$$F_{OD} = 2,83 \cdot G_{mB} = 2,83 \cdot 364,55 = 1031,67 \text{ N} . \quad (28)$$

Aby nedošlo k odlehnutí ložisek, musí platit podmínky:

$$F_{OD} > F_1, \quad (29)$$

$$F_{OD} > F_2. \quad (30)$$

Podmínky ze vztahu 29 a 30 jsou splněné a proto navržená ložiska vyhovují axiálnímu zatížení.

### 5.3.2 Radiální tuhost ložisek

Radiální tuhost ložisek v místě A je dle vztahu 31 a v místě B dle vztahu 32. Koeficient pro uložení sad ložisek (dle typu QBC) je  $k_{sr} = 6,4$  [1,15].

$$k_{rA} = k_{sr} \cdot k_{aB A} = 6,4 \cdot 115 = 736 \frac{N}{\mu m}, \quad (31)$$

$$k_{rB} = k_{sr} \cdot k_{aB B} = 6,4 \cdot 102 = 652,8 \frac{N}{\mu m}. \quad (32)$$

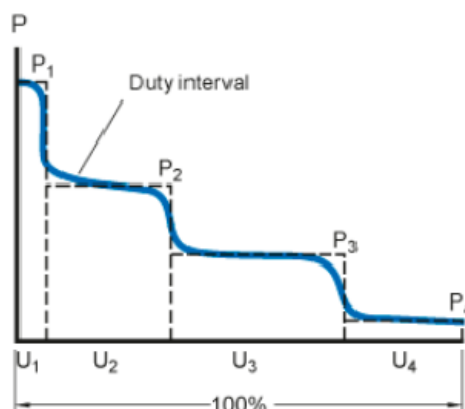
### 5.3.3 Výpočet trvanlivosti ložisek

Výpočet trvanlivosti ložiska je obecně znám a popisuje ji mezinárodní norma ISO 281. V průmyslových aplikacích je velikost ložiska zpravidla určena jeho únosností ve vztahu k zatížení, požadované trvanlivosti a požadované spolehlivosti příslušné aplikace. Vtah pro základní trvanlivost dle normy ISO 281:

$$L_{h10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \text{ [hod]}, \quad (33)$$

kde:  $L_{h10}$  – hodinová trvanlivost (při 90% spolehlivosti) [hod],  
 $C$  – základní dynamická únosnost [N],  
 $P$  – ekvivalentní dynamické zatížení ložiska [N],  
 $p$  – mocnitel, pro kuličková ložiska  $p = 3$  [15]  
 $n$  – otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ] [15].

Při provozu vřetene se provozní podmínky, jako např. velikost a směr zatížení, otáčky, teploty a podmínky mazání, trvale mění. Proto je vhodné zredukovat proměnné provozní podmínky na omezený počet jednodušších zatěžovacích cyklů. V případě měnícího se zatížení lze jednotlivé velikosti zatížení nahradit histogramem konstantních bloků zatížení, který prezentuje obr. 5.7.



Obr. 5.7) Histogram zatěžujících bloků[15]

Potom je celková trvanlivost dána:

$$L_{h10c} = \frac{1}{\frac{U_1}{L_{h10\ 1}} + \frac{U_2}{L_{h10\ 2}} + \frac{U_3}{L_{h10\ 3}} + \frac{U_4}{L_{h10\ 4}}} [hod], \quad (34)$$

kde:  $U_1, U_2, U_3, U_4$ , jsou procentuální zátěže daného cyklu, které v součtu musí dát 100 %,  $L_{h10\ 1}, L_{h10\ 2}, L_{h10\ 3}, L_{h10\ 4}$  jsou trvanlivosti v daném cyklu.

Celkový provoz rozdělíme do 4 provozních stupňů vřetene, kde podmínky provozu pro frézování a vrtání byly určeny v kapitole 4.

### Postup pro výpočet ekvivalentního dynamického zatížení

Ekvivalentní dynamické zatížení předepnutých kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem uspořádaných do tandemu se dle výrobce SKF určí podle následujících podmínek. Pokud:

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e, \quad (35)$$

pak platí výpočet pro ekvivalentní dynamické zatížení:

$$P = F_r. \quad (36)$$

Pokud

$$\frac{F_a}{F_r} > e, \quad (37)$$

pak platí vztah pro výpočet ekvivalentního dynamického zatížení:

$$P = X_2 \cdot F_r + Y_2 \cdot F_a, \quad (38)$$

kde:  $F_r$  – zatěžující radiální síla [N],  
 $X_2$  – radiální koeficient,  
 $F_a$  – zatěžující axiální síla [N],  
 $Y_2$  – axiální koeficient.  
 $e$  – součinitel ložisek

Hodnoty  $F_r, X_2, F_a, Y_2$  se získají dle tabulky XX, kde  $f_0$  je výpočtový součinitel ložiska.

Tabulka 11) Tabulka pro určení koeficientů  $F_r$ ,  $X_2$ ,  $F_a$ ,  $Y_2$  [15]

Součinitelé jednotlivých ložisek a ložisek uspořádaných do tandemu

$f_0 F_a/C_0$	$e$	$X_2$	$Y_2$	$Y_0$
---------------	-----	-------	-------	-------

**Stykový úhel 15°**

(Žadní přídatné označení CD, CE nebo CB)

<b>≤ 0,178</b>	0,38	0,44	1,47	0,46
<b>0,357</b>	0,4	0,44	1,4	0,46
<b>0,714</b>	0,43	0,44	1,3	0,46
<b>1,07</b>	0,46	0,44	1,23	0,46
<b>1,43</b>	0,47	0,44	1,19	0,46
<b>2,14</b>	0,5	0,44	1,12	0,46
<b>3,57</b>	0,55	0,44	1,02	0,46
<b>≥ 5,35</b>	0,56	0,44	1	0,46

### Výpočet trvanlivosti ložisek při hrubování čelní frézou v podpěře A:

Výpočet trvanlivosti se provede podle postupu uvedeného výše. Axiální zatížení ložisek v daném případě je předpětí ložisek:

$$\frac{f_{0A} \cdot G_{mA}}{C_{0A}} = \frac{16,2 \cdot 370,78}{34000} = 0,18. \quad (39)$$

Dle tabulky 11 byly zvoleny nejbližší hodnoty:

$$e_A = 0,38,$$

$$X_{2A} = 0,44,$$

$$Y_{2A} = 1,47.$$

Dle podmínky:

$$\frac{G_{mA}}{F_A} = \frac{370,78}{5900,87} = 0,06 \leq e_A = 0,38 \quad (40)$$

je výpočet dynamického ekvivalentního zatížení:

$$P_A = F_A = 5900,87 \text{ N}. \quad (41)$$

Dynamická únosnost dvou ložisek:

$$C_{sA} = i^{0,7} \cdot C_A = 2^{0,7} \cdot 34500 = 56045,4 \text{ N}. \quad (42)$$

Trvanlivost dvojice ložisek v podpěře A:

$$L_{h10A} = \left( \frac{C_{sA}}{P_A} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} = \left( \frac{56045,4}{5900,87} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1970} = 7013 \text{ hod}. \quad (43)$$

### Výpočet trvanlivosti ložisek při hrubování čelní frézou v podpěře B:

Axiální zatížení ložisek v daném případě je předpětí ložisek:

$$\frac{f_{0B} \cdot G_{mB}}{C_{0B}} = \frac{16,2 \cdot 364,55}{15300} = 0,39. \quad (44)$$

Dle tabulky 11 byly zvoleny nejbližší hodnoty:

$$\begin{aligned} e_B &= 0,4 \\ X_{2B} &= 0,44 \\ Y_{2B} &= 1,4. \end{aligned}$$

Dle podmínky:

$$\frac{G_{mB}}{F_B} = \frac{364,55}{454,01} = 0,8 > e = 0,4 \quad (45)$$

je výpočet dynamického ekvivalentního zatížení:

$$P_B = X_{2B} \cdot F_{B2} + Y_2 \cdot G_{mB} = 0,44 \cdot 454,01 + 1,4 \cdot 364,55 = 710,14 \text{ N}. \quad (46)$$

Dynamická únosnost dvou ložisek:

$$C_{sB} = i^{0,7} \cdot C_B = 2^{0,7} \cdot 19900 = 32327,65 \text{ N}. \quad (47)$$

Trvanlivost dvojice ložisek:

$$L_{h10B} = \left( \frac{C_{sB}}{P_B} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} = \left( \frac{32327,65}{710,14} \right) \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1970} = 284837 \text{ hod}. \quad (48)$$

### Výpočet trvanlivosti ložisek pro zbylé obráběcí operace

Stejným způsobem se provede výpočet trvanlivosti pro další tři cykly obrábění (dokončování čelní frézou, frézování stopkovou frézou a vrtání). Výsledky jsou uvedeny v tabulce 12.

Při vrtání jsou ložiska v podpěře A zatěžována posuvovou silou od vrtání a předepínací silou, pak poměr je:

$$\frac{f_{0A} \cdot (G_{mA} + F_f)}{C_{0A}} = \frac{16,2 \cdot (370,78 + 3220)}{34000} = 1,71 \quad (49)$$

a na druhé straně jsou ložiska v podpěře B vlivem axiální zátěže uvolněna o sílu  $F_2$ , pak poměr:

$$\frac{f_{0B} \cdot (G_{mB} - F_2)}{C_{0B}} = \frac{16,2 \cdot (364,55 - 823,61)}{15300} = -0,36. \quad (50)$$

Tabulka 12) Výpočet trvanlivosti ložisek při obráběcích operacích

Parametr	Značka	Jednotka	Fréza (dokon.) D = 40 mm	Fréza D = 8 mm	Vrták D = 18 mm
Reakční síla v ložiscích A	$F_A$	N	-586,7	1250,6	-627,6
Reakční síla v ložiscích B	$F_B$	N	2589,4	1227,5	2608,6
Otáčky	n	$\text{min}^{-1}$	1880	7470	1490
Poměr $(f_0 \cdot F_a)/C_{0A}$ v lož. A	-	-	0,18	0,18	1,71
Poměr $(f_0 \cdot F_a)/C_{0B}$ v lož. B	-	-	0,39	0,39	-0,36
Součinitel	$e_A$	-	0,38	0,38	0,47
	$X_{2A}$	-	0,44	0,44	0,44
	$Y_{2A}$	-	1,47	1,47	1,19
	$e_B$	-	0,4	0,4	0,38
	$X_{2B}$	-	0,44	0,44	0,44
	$Y_{2B}$	-	1,4	1,4	1,47
Poměr $F_a/F_r$ v ložiscích A	-	-	0,63	0,3	6,39
Poměr $F_a/F_r$ v ložiscích B	-	-	0,14	0,21	0,21
Ekvivalentní dynamické zatížení v ložiscích A	$P_A$	N	774	1316	1470
Ekvivalentní dynamické zatížení v ložiscích B	$P_B$	N	2318	1456	725
Trvanlivost v ložiscích A	$L_{h10A}$	hod	3359446	172395	620318
Trvanlivost v ložiscích B	$L_{h10B}$	hod	24042	24407	990536

Z každého cyklu se vybere nejnižší hodnota trvanlivosti z daných ložisek. Výpočet trvanlivosti ložisek se provede dle rovnice 34, kde součet procentuálních zátěží musí být roven 1. Z předpokládaného využití stroje pro dané technologie obrábění jsou procentuální zátěže zvoleny:  $U_1 = 0,2$   $U_2 = 0,13$   $U_3 = 0,44$   $U_4 = 0,23$

$$L_{h10c} = \frac{1}{\frac{U_1}{L_{h10\ 1}} + \frac{U_2}{L_{h10\ 2}} + \frac{U_3}{L_{h10\ 3}} + \frac{U_4}{L_{h10\ 4}}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{0,2}{7013} + \frac{0,13}{24042} + \frac{0,44}{24407} + \frac{0,23}{620318}} = 27139 \text{ [hod]}. \quad (51)$$

### 5.3.4 Volba mazání vřetenových ložisek

Volba vhodného maziva a metody mazání pro uložení vysoce přesných ložisek závisí zejména na provozních podmínkách, např. požadovaných otáčkách nebo přípustné provozní teplotě. Jednou z možností je mazání plastickým mazivem.

Mazání vysoce přesných ložisek vhodným množstvím kvalitního plastického maziva umožňuje chod při relativně vysokých otáčkách bez nadměrného zvýšení teploty. Další výhodou je zjednodušení konstrukce uložení ložisek, protože plastické mazivo lze snadněji udržet v ložisku než olej, zejména při vertikálním uložení. Plastické mazivo také přispívá k utěsnění konstrukce proti pevným a kapalným nečistotám, jakož i vlhkosti.



Nevýhodou plastických maziv je domazávání za předpokladu, že provozní trvanlivost ložiska je delší než trvanlivost použitého plastického maziva. Z výše uvedených vlastností je mazání zvoleno plastickým mazivem typu NBU 15 Isoflex [25].

### Výpočet trvanlivosti plastického maziva

S vyšším otáčkovým faktorem klesá domazávací interval, proto se provede výpočet trvanlivosti plastického maziva pro ložiska na předním konci, která mají větší rozměry, než na v zadním. Pro výpočet budeme uvažovat střední otáčky vřetene,  $n_s = 4000$  min. Otáčkový faktor je:

$$A = n_{sv\check{r}} \cdot d_m = 4000 \cdot 0,5 \cdot (70 + 90) = 320000 \frac{mm}{min}, \quad (52)$$

kde  $d_m$  je střední průměr zadního ložiska. Dle diagramu [diagram 15, str. 424, 15] je domazávací interval  $t_f = 25000$  hod pro jednotlivé ložisko. Pro sadu ložisek a provozní podmínky je domazávací interval upraven opravnými součiniteli [15]:

$$\begin{aligned} T_r &= t_f \cdot C_1 \cdot C_2 \cdot C_3 \cdot C_4 \cdot C_5 \cdot C_6 \cdot C_7 \cdot C_8 = \\ &= 25000 \cdot 0,75 \cdot 1 \cdot 0,5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,25 = 11718,8 \text{ hod}, \end{aligned} \quad (53)$$

kde jsou opravní součinitelé:  $C_1 = 0,75$  – pro třídu předpětí B,

$C_2 = 1$  – pro ocelové kuličky v ložisku,

$C_3 = 0,5$  – pro svislou orientaci hřídele,

$C_4 = 1$  – pro nízké ekvivalentní dynamické zatížení,

$C_5 = 1$  – při spolehlivost ložisek 90 %,

$C_6 = 1$  – pro nízké proudění vzduchu,

$C_7 = 1$  – pro nízkou vlhkost a prach,

$C_8 = 1,25$  – pro předpokládanou provozní hodnotu 70 °C [15].

Vzhledem k menší trvanlivosti plastického maziva než trvanlivosti ložisek je nutné domazávání. Výsledná hodnota se dá považovat za orientační, protože s nižšími otáčkami se interval prodlužuje a naopak. Velký význam má zatížení ložisek a provozní teplota.

Na základě výše uvedených výpočtu je po 11000 hodinách provozu předepsán servisní zásah vřetene za účelem domazání ložisek plastickým mazivem typu NBU 15 Isoflex. Při servisním zásahu dojde i ke kontrole funkčnosti těsnících prvků a upínacího mechanismu.

### 5.4 Výpočet tuhosti vřetene

Jak bylo řečeno v kapitole 2.2.3, celková deformace vřeteníku se udává na předním konci vřetene. Výsledná tuhost je dána součtem deformací ložisek, vřetenové hřídele a skříně. Výsledný průhyb závisí na mnoha faktorech, zejména na:

- materiálu a rozměru vřetene,
- orientaci, polohy a velikosti zatěžujících sil (řezných sil, tíhového působení),
- konfiguraci a tuhosti podpěr,
- konstrukce skříně vřeteníku [1].

Výpočet celkového průhybu bývá problematický, protože se změnou zatěžujících sil (typ a vyložení nástroje) se mění velikost reakčních sil v podpěrách a tím i velikost tuhosti. Pro výpočet deformací jsou uvažovány maximální zatěžující řezné síly. Při každém zatížení vřetene existuje tzv. optimální vzdálenost ložisek, při které je deformace na předním konci vřetene nejmenší.

#### 5.4.1 Deformace ložisek

Při výpočtu deformace ložisek budeme předpokládat dokonalé tuhé vřeteno. Zatížení v podpěrách je uvažováno z rovnic 15 a 16. Hodnoty deformace ložisek jsou:

$$\delta_{LA} = \frac{F_A}{k_{rA}} = \frac{6030,45}{736} = 8,19 \mu\text{m}, \quad (54)$$

$$\delta_{LB} = \frac{F_B}{k_{rB}} = \frac{755,45}{652,8} = -1,16 \mu\text{m}. \quad (55)$$

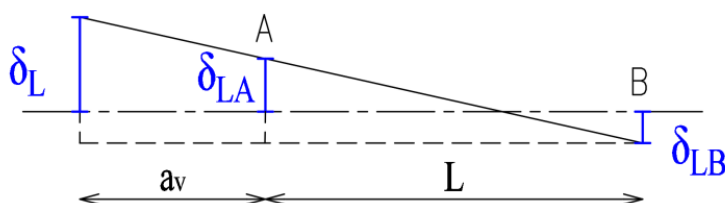
Deformace na předním konci vřetene od deformací ložisek se označuje jako radiální házení ložisek. Hodnota házení je vypočtena z podobnosti trojúhelníku dle obr. 5.8.

Z podobnosti trojúhelníku dle obr. 5.8 odpovídá vztah pro radiální házení:

$$\frac{\delta_L + \delta_{LB}}{\delta_L + \delta_{LA}} = \frac{L + a_v}{L} \quad (56)$$

a vyjádření vztahu 56 je celkové radiální házení od ložisek:

$$\begin{aligned} \delta_L &= \delta_{LA} + \frac{a_v}{L} \cdot (\delta_{LA} + \delta_{LB}) = 8,19 + \frac{46,5}{202} \cdot (8,19 + 1,16) = \\ &= 10,35 \mu\text{m}. \end{aligned} \quad (57)$$



Obr. 5.8) Schéma deformace ložisek

### 5.4.2 Výpočet průhybu vřetene

Pro výpočet průhybu vřetene se budou předpokládat dokonale tuhá ložiska. Výpočet provedeme podle Castiglianovy věty, která slouží k výpočtu posuvů a úhlu natočení v místě působí síly jako parciální derivace energie napjatosti podle působící síly. Obecný vztah pro Castiglianovu větu je:

$$w_j = \frac{dW}{dF_j} \quad (58)$$

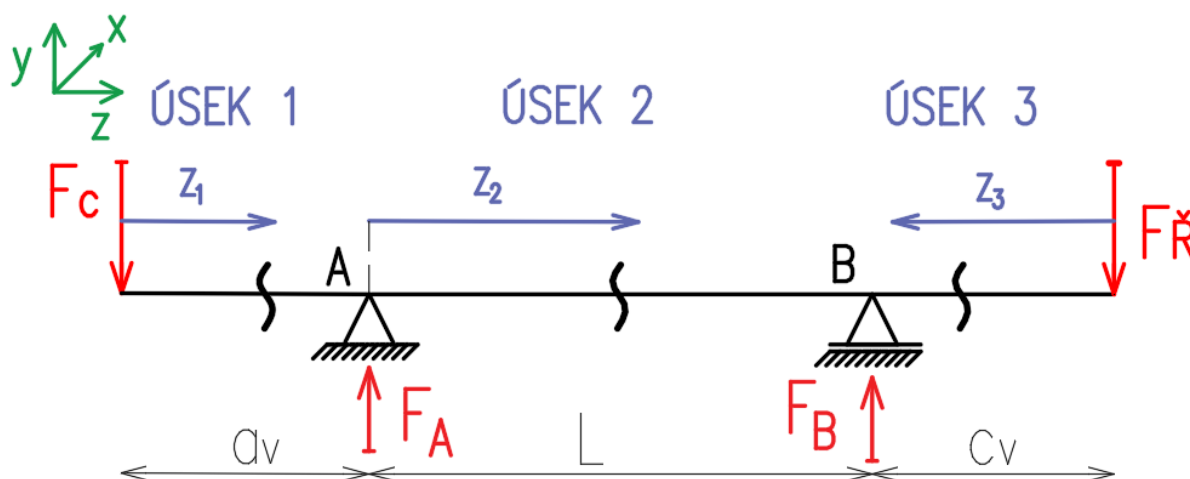
a obecný vztah pro energii napjatosti v ohybu je:

$$W = \int_0^L \frac{M_0^2}{2 \cdot E \cdot J_y} dx. \quad (59)$$

Deformace hřídele nastává od ohybových momentů, které vznikají od působících sil. S každou přibývajícím silou se velikost ohybového momentu mění, proto hřídel rozdělíme do tří úseků podle výskytu sil dle obr. 5.9. Hodnoty průměrů byly stanoveny jako střední hodnoty průměrů vyskytujících se v daném úseku. Reakční síly v podpěrách jsou vypočítány podle rovnic 15 a 16 s dosazením  $a_v$  místo  $l_v$ .

Tabulka 13) Parametry pro výpočet průhybu

Parametr	Zkratka	Úsek 1	Úsek 2	Úsek 3
Vnější průměr hřídele	$D_v$ [mm]	75	65	55
Vnitřní průměr hřídele	$d_v$ [mm]	40	32	33
Modul pružnosti	$E$ [GPa]	210		
Vzdálenost přední konce	$a_v$ [mm]	46,5		
Reakční síla v podpěře A	$F_A$ [N]	3743,32		
Reakční síla v podpěře B	$F_B$ [N]	1531,68		



Obr. 5.9) Silové úseky hřídele

Výpočet osových kvadratických momentů v jednotlivých průřezích:

$$J_{z1} = \frac{\pi}{64} \cdot (D_{v1}^4 - d_{v1}^4) = \frac{\pi}{64} \cdot (75^4 - 40^4) = 1427491,84 \text{ mm}^4, \quad (60)$$

$$J_{z2} = \frac{\pi}{64} \cdot (D_{v2}^4 - d_{v2}^4) = \frac{\pi}{64} \cdot (65^4 - 35^4) = 824768,65 \text{ mm}^4, \quad (61)$$

$$J_{z3} = \frac{\pi}{64} \cdot (D_{v3}^4 - d_{v3}^4) = \frac{\pi}{64} \cdot (50^4 - 27^4) = 390966,5 \text{ mm}^4. \quad (62)$$

Ohybové momenty v jednotlivých úsecích:

$$M_{x1} = F_c \cdot z_1 \quad z_1 \in \langle 0, a_v \rangle, \quad (63)$$

$$M_{x2} = -F_c \cdot z_2 + F_A \cdot (z_2 - a_v) \quad z_2 \in \langle a_v, a_v + L \rangle, \quad (64)$$

$$M_{x3} = F_R \cdot z_3 \quad z_3 \in \langle 0, c_v \rangle. \quad (65)$$

Dosazením odvozených rovnic pro ohybový moment v každém úseku do vztahu 59 dostaneme výsledný tvar rovnice pro průhyb na předním konci hřídele:

$$w_y = \int_0^{a_v} \frac{M_{x1}}{E \cdot J_{z1}} \cdot \frac{dM_{x1}}{dF_c} dz_1 + \int_{a_v}^{a_v+L} \frac{M_{x2}}{E \cdot J_{z2}} \cdot \frac{dM_{x2}}{dF_c} dz_2 + \int_0^{c_v} \frac{M_{x3}}{E \cdot J_{z3}} \cdot \frac{dM_{x3}}{dF_c} dz_3 \quad (66)$$

$$w_y = 23,2 \text{ } \mu\text{m},$$

$$\delta_v = w_y = 23,2 \text{ } \mu\text{m}. \quad (67)$$

Výsledný průhyb byl spočítán softwarovým programem Mathcad 14, kde postup výpočtu je uveden v příloze C.

### 5.4.3 Deformace tělesa

Deformaci skříně lze analyticky definovat pouze pro geometricky jednoduchá tělesa, kde vztahy musí být odvozeny pro konkrétní případ. Výpočet je poměrně komplikovaný a je vhodný pro výpočet s využitím metody konečných prvků. Proto se bude těleso vřeteníku považovat dokonalé tuhé a tím i nulová deformace [5],

$$\delta_s = 0 \text{ } \mu\text{m}. \quad (68)$$

### 5.4.4 Výsledná tuhost vřetene

Výsledná deformace na konci vřetene:

$$\delta = \delta_L + \delta_v + \delta_s = 10,35 + 23,2 + 0 = 33,55 \text{ } \mu\text{m}. \quad (69)$$

Výsledná tuhost vřeteníku:

$$k_{vR} = \frac{F_c}{\delta} = \frac{3500}{33,55} = 104,32 \frac{\text{N}}{\mu\text{m}} \doteq 104 \frac{\text{N}}{\mu\text{m}}. \quad (70)$$

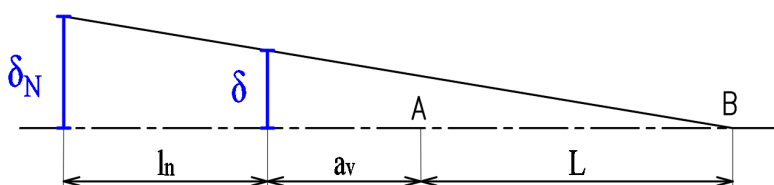
Z podobnosti trojúhelníku dle obr. 5.10 můžeme vypočítat radiální házení na nástroji:

$$\frac{\delta_N}{\delta_V} = \frac{l_n + a + L}{a_v + L} \quad (71)$$

a vyjádření vztahu je celkové radiální házení v místě řezu nástroje:

$$\delta_N = \delta \cdot \frac{l_n + a_v + L}{a_v + L} = 33,55 \cdot \frac{132 + 46,5 + 202}{46,5 + 202} = 51,63 \mu m \quad (72)$$

Radiální házení nástroje je spočítáno pro hrubování čelní frézou. Při tomto procesu je nepřesnost nástroje přibližně 0,05 mm. Vzhledem k tomu, že po procesu hrubování následuje dokončování k dosažení kvalitnějšího povrchu, je tuhost vřeteníku dostatečná. Při menších zatížení se deformace vřetene zmenšuje a tím i radiální házení nástroje.

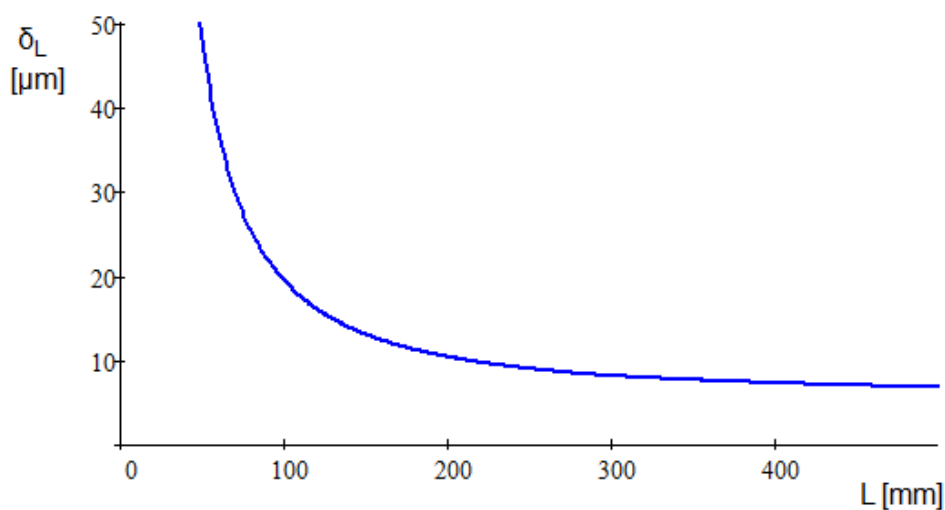


Obr. 5.10) Schéma deformace na nástroji

#### 5.4.5 Výpočet optimální vzdálenosti mezi ložisky

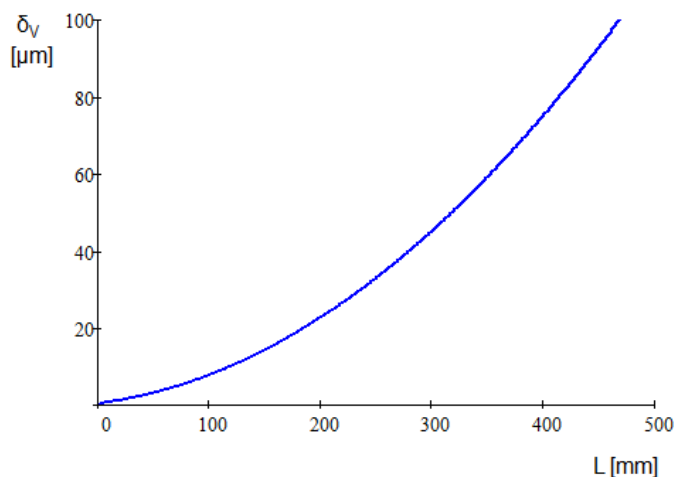
Výpočet je proveden pomocí softwaru Mathcad 14. V programu je provedena hierarchie výpočtů potřebná k získání optimální vzdálenosti. Se změnou délky mezi ložisky dochází ke změně velikosti reakčních sil v podpěrách a tím ke změně hodnotám deformace.

Na obr. 5.11 je graf, který značí deformaci na předním konci vřetene od deformací ložisek v závislosti na délce mezi ložisky. Z grafu vyplývá, že se zvětšující vzdálenosti  $L$  se deformace  $\delta_L$  zmenšuje.



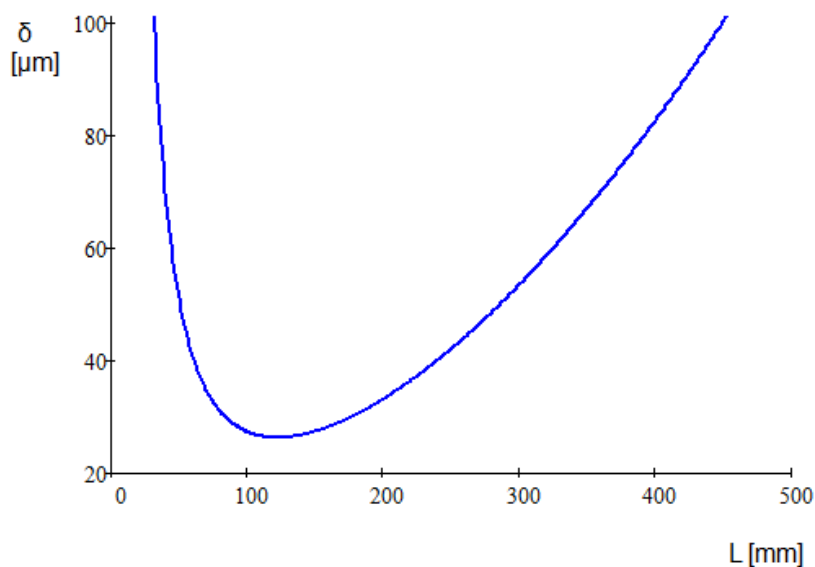
Graf 5.11) Graf deformace na předním konci vřetene vlivem deformace ložisek v závislosti na délce  $L$

Na obr. 5.12 je graf, který značí průhyb na předním konci vřetene v závislosti na délce mezi ložisky. Z grafu vyplývá, že se deformace  $\delta_V$  zmenšuje se zmenšující se vzdáleností  $L$ .



Obr. 5.12) Graf průhybu vřetene na předním konci v závislosti na délce  $L$

Spojením grafů z obrázku 5.11 a 5.12 získáme graf, který značí výslednou deformaci na předním konci vřetene v závislosti na vzdálenosti mezi ložisky.



Obr. 5.13) Graf výsledné deformace vřetene na předním konci v závislosti na délce  $L$

Pokud rovnici křivky z grafu na obr. 5.13 derivujeme a položíme rovno nule, získáme minimum dané funkce. Hodnota optimální délky byla vypočítána programem Mathcad 14(viz příloha C), kde hodnota je:

$$L_0 = 122,01 \text{ mm.}$$

Vzhledem k velikosti konstrukce upínacího mechanismu je délka mezi ložisky stanovena na hodnotu:

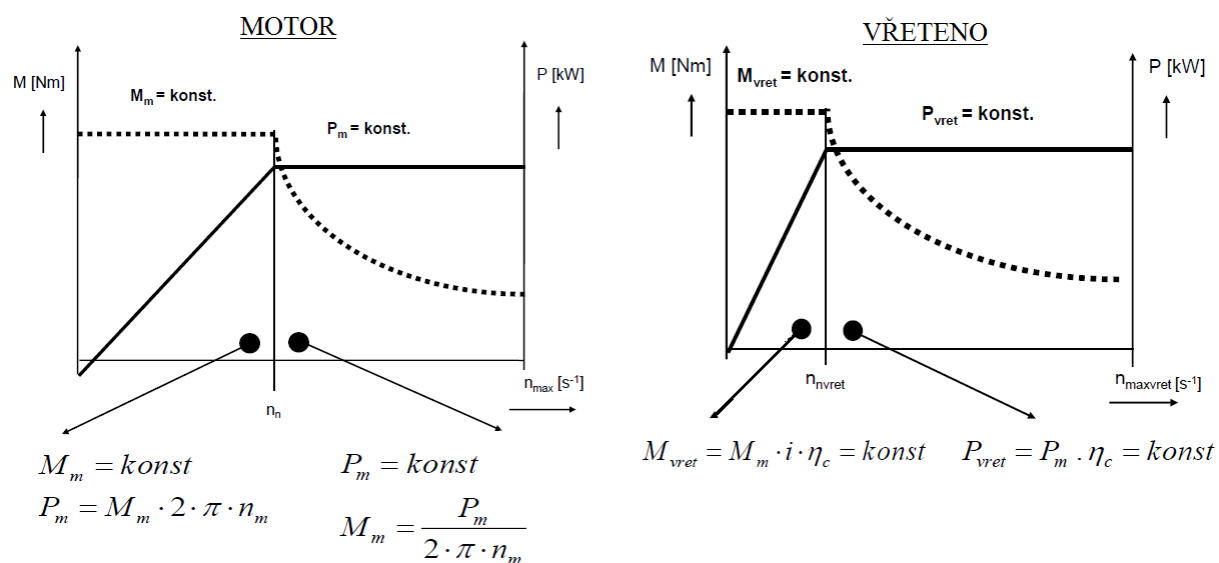
$$L = 202 \text{ mm.}$$

## 5.5 Volba a výpočet pohonu

Z hodnotícího kritéria uvedeného v kapitole 4.2 jsme posoudili, že pohon bude realizován řemenovým převodem. Řemen je nutné volit s ohledem na požadovaný přenášený výkon a provozní podmínky. Pro dosažení maximální funkčnosti je nutné řemen předeprnout předeprnáací silou, která je závislá na typu řemene a provozních podmínkách.

### 5.5.1 Volba motoru

Zvolený elektromotor musí splňovat momentové a výkonové charakteristiky vřetena, které se dají ovlivnit převodovým poměrem  $i_p$ . Při uvažovaném poměru převodu dojde ke změně jmenovitých otáček. Proto je nutné rozlišovat momentové a výkonové oblasti motoru a vřetene viz obr 5.14 [1].



Obr. 5.14) Momentové výkonové charakteristiky motoru a vřetene [1]

Účinnost vřeteníku je dána součinem účinností kuličkových ložisek ( $\eta_L = 0,99$ ) a řemenového převodu ( $\eta_P = 0,99$ ). Celková účinnost vřeteníku:

$$\eta_c = \eta_L^4 \cdot \eta_P = 0,99^4 \cdot 0,99 = 0,951. \quad (73)$$

Převodový poměr je zvolen  $i_p = 1,38$ .

Při otáčení vřetene vznikají pasivní třecí momenty v ložiscích, které jsou závislé na otáčkách, zatížení a konstrukci ložisek. Tyto momenty se mění v teplo a lze je ovlivnit vhodným mazáním. Vzhledem k obtížnému určení odvodu tepla a výpočtových koeficientů jsou pasivní momenty vzniklé třením v ložisku zanedbány.

Potřebný moment motoru při maximální zátěži vřetene:

$$M_{pm} = \frac{M_V}{i_p \cdot \eta_P} = \frac{70}{1,38 \cdot 0,951} = 53,73 \text{ Nm}. \quad (74)$$

Potřebné otáčky motoru při maximálních otáčkách vřetene:

$$n_m = n_{maxV} \cdot i_p = 8000 \cdot 1,38 \doteq 11040 \text{ min}^{-1}. \quad (75)$$

Na základě potřebného momentu a výkonu je zvolen motor SIMOTICS M-1PH8 (1PH8105-1ES00-0LA2) od společnosti siemens. Kompletní údaje o motoru jsou uvedeny příloze D a základní parametry motoru uvádí tabulka 14.

Tabulka 14) Parametry motoru

Parametr	Zkratka	Hodnota	Jednotka
Nominální výkon	$P_{nM}$	10	kN
Nominální moment	$M_{nM}$	48	Nm
Maximální moment	$M_{maxM}$	100	Nm
Hodnota výkonu řemene	$P_r$	23,6	kW
Nominální otáčky	$n_{nM}$	2000	$\text{min}^{-1}$
Maximální otáčky	$n_{maxM}$	12000	$\text{min}^{-1}$

Výpočet otáček motoru při nominálních otáčkách vřetene:

$$n_{1M} = n_{nV} \cdot i_p = 2046 \cdot 1,38 = 2895,9 \text{ min}^{-1}. \quad (76)$$

Výpočet maximálního výkonu motoru:

$$P_{maxM} = M_{maxM} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{nM} = 100 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 2000 = 20,9 \text{ kW}. \quad (77)$$

Vzhledem k menším nominálním otáčkám motoru než vřetene bude motor při maximální zátěži vřetena přetěžován. Výpočet moment motoru při otáčkách  $n_{1M}$ :

$$M_{1M} = \frac{P_{nM}}{2 \cdot \pi \cdot n_{1M}} = \frac{10000}{2 \cdot \pi \cdot \frac{2895,9}{60}} = 33,82 \text{ Nm}. \quad (78)$$

Při běžném provozu motor nedosáhne považovaného momentu pro maximální zatížení vřetena. Vzhledem k uvažovanému 20% provozu vřetene při maximální zátěži je motor schopný pracovat v přetížitelném stavu a daný moment přenést.

### 5.5.2 Volba výpočet ozubeného řemene

Pro volbu ozubeného řemene byl využit program ContiTech Suite 7.4 (Power Transmission Designer) od společnosti Continental, který po zadání vstupních hodnot vypočítá potřebné předpětí řemenového převodu a určí potřebnou šířku řemenu. Podrobný výsledek výpočtu je uveden v příloze E. Základní parametry výpočtu jsou v tabulce 15 [28].



Tabulka 15) Parametry výpočtu ozubeného řemene

Parametr	Zkratka	Hodnota	Jednotka
Předepínací síla řemenice	$F_R$	1775	N
Vypočtená šířka řemenu	$b_{err}$	28,73	mm
Zvolená šířka řemenu	$b_{aus}$	30	mm
Hodnota výkonu řemene	$P_r$	23,6	kW
Hnaná řemenice	Roztečný průměr	$d_{wg}$	112,05
	Počet zubů	$z_g$	44
	Šířka	$S$	32

Hnaná řemenice je na hřídel připevněna pomocí upínacího pouzdra Taper Lock. Konec vřetenové hřídele má průměr hřídele 60 mm, kterému odpovídá zvolené pouzdro TB 2012, které přenesení krouticí moment o hodnotě 165 Nm (bez drážky pro pero). Na pouzdru je nasazena hnaná řemenice o roztečném průměru 112,05 mm a šířce 32 mm. Ozubený řemen je zvolen typu CONTI SYNCHROFORCE SXP s profilem zubu HTD 8M a délkou 560 mm [29].

## 5.6 Pevnostní výpočet

Mezi základní výpočty z oblasti mechaniky těles patří výpočty pružnosti a pevnosti. Pružnost a pevnost jsou dvě základní mechanické vlastnosti materiálu, které rozebírají vliv zatížení tělesa na jeho deformaci a namáhání s ohledem na riziko mezních stavů (např.: mezní stav deformace, pružnosti, deformační stability, trhlin a lomu). Cílem je dimenzování součástí, které zahrnuje vhodnou volbu materiálu a vhodný tvar a rozměr součástí s ohledem na působící zatížení [18].

Vzhledem k funkčnosti vřetene a správné funkci nástrojového upínače je vyžadováno, aby dutina vřetenové hřídele byla dostatečně tvrdá a odolná vůči opotřebení. Proto byl zvolen materiál pro vřetenovou hřídel ušlechtilá konstrukční mangan-chromová ocel vhodná k cementování s tvrdostí 208÷269 HB (63 HRC, po kalení), označení 14 220 dle ČSN (16MnCr5 dle EN). Ocel se doporučuje používat pro vřetena obráběcích strojů [19,27].

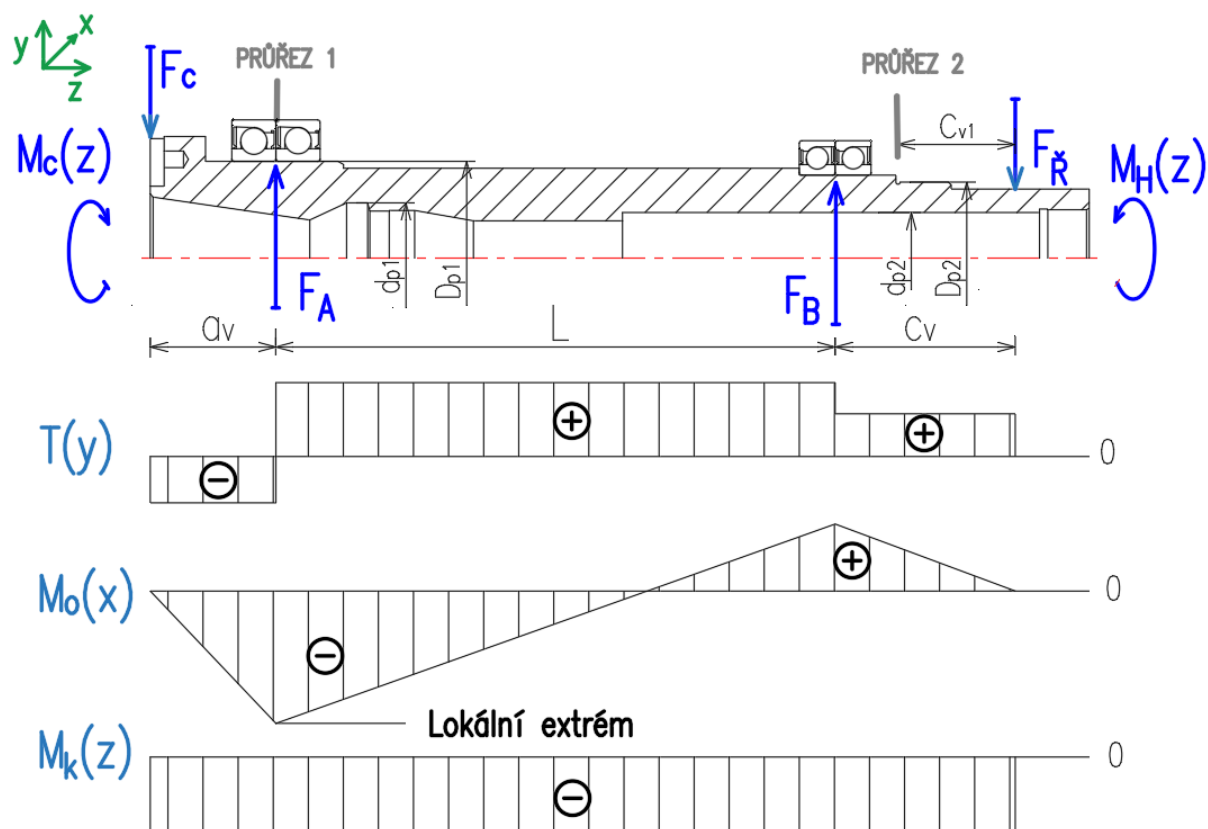
Vlastnosti:	$R_e = 590 \text{ MPa}$	Mez kluzu
	$R_m = 785 \text{ MPa}$	Mez pevnosti
	$E = 210 \text{ GPa}$	Modul pružnosti v tahu
	$G = 80\,000$	Modul pružnosti ve smyku
	$\nu = 0,3$	Poissonova konstanta [19]

Během obrábění je vřetenová hřídel namáhána ohybovým a krouticím momentem, který vzniká od obráběcích sil. Krouticí moment je po celé délce hřídele konstantní.

Pro pevnostní výpočet je nutné znát výsledné vnitřní účinky (VVÚ), které graficky znázorňují silové a momentové výslednice po délce střednice prutu. Z těchto grafů je možné vyčíst lokální extrémy, které představují místo s největším namáháním. Proto bude hřídel kontrolována v místě s největším ohybovým momentem. Další nebezpečné místo se nachází v místě zápichu, kde dochází ke koncentraci napětí. Obr. 5.15 vyznačuje místa průřezů a výsledné vnitřní účinky. V tabulce 16 jsou uvedeny potřebné parametry pro pevnostní výpočet hřídele.

Tabulka 16) Parametry pro pevnostní výpočet.

Parametr	Zkratka	Hodnota	Jednotka
Řezná síla	$F_c$	3500	N
Reakční síla v místě A	$F_A$	6030,45	N
Reakční síla v místě B	$F_B$	-755,55	N
Napínací síla od řemene	$F_{\check{R}}$	1775	N
Řezný moment	$M_c$	70	Nm
Hnaný moment	$M_H$	70	Nm
Vzdálenost mezi podpěrou A a silou $F_c$	$a_v$	46,5	Mm
Vzdálenost mezi podpěrami	$L$	202	mm
Vzdálenost mezi podpěrou B a silou $F_{\check{R}}$	$c_v$	64	mm
Vnější průměr pro průřez 1	$D_{p1}$	70	mm
Vnitřní průměr pro průřez 1	$d_{p1}$	40	mm
Vnější průměr pro průřez 1	$D_{p2}$	55	mm
Vnitřní průměr pro průřez 1	$d_{p2}$	33	mm



Obr. 5.15) Výsledné vnitřní účinky vřetene

### 5.6.1 Výpočet bezpečnosti k meznímu stavu pružnosti (MSP)

Při kombinovaném namáhání vzniká víceosá napjatost, proto se zavádí redukované napětí, které se vypočítá podle podmínky plasticity např. max  $\tau$  (Trescova) nebo HMH (Misesova).

#### MSP Pro průřez 1

Ohybový modul:

$$W_{o1} = \frac{\pi}{32 \cdot D_{p1}} \cdot (D_{p1}^4 - d_{p1}^4) = \frac{\pi}{32 \cdot 70} \cdot (70^4 - 40^4) = 30083,6 \text{ mm}^3. \quad (79)$$

Ohybové napětí:

$$\sigma_{o1} = \frac{F_c \cdot a_v}{W_{o1}} = \frac{3500 \cdot 46,5}{30083,6} = 5,36 \text{ MPa}. \quad (80)$$

Krouticí modul:

$$W_{k1} = \frac{\pi}{16 \cdot D_{p1}} \cdot (D_{p1}^4 - d_{p1}^4) = \frac{\pi}{16 \cdot 70} \cdot (70^4 - 40^4) = 60167,1 \text{ mm}^3. \quad (81)$$

Napětí v krutu:

$$\tau_{k1} = \frac{M_H}{W_{k1}} = \frac{70}{60167,1} = 1,16 \text{ MPa}. \quad (82)$$

Redukované napětí podle podmínky max  $\tau$ :

$$\sigma_{redMAX\tau1} = \sqrt{\sigma_{o1}^2 + 3 \cdot \tau_{k1}^2} = \sqrt{5,36^2 + 3 \cdot 1,16^2} = 5,72 \text{ MPa}. \quad (83)$$

Bezpečnost vzhledem k meznímu stavu pružnosti při kombinovaném namáhání:

$$k_k = \frac{R_e}{\sigma_{redMAX\tau}} = \frac{590}{5,72} = 103,08. \quad (84)$$

## MSP Pro průřez 2

Ohybový modul:

$$W_{o2} = \frac{\pi}{32 \cdot D_{p2}} \cdot (D_{p2}^4 - d_{p2}^4) = \frac{\pi}{32 \cdot 70} \cdot (55^4 - 33^4) = 14217,9 \text{ mm}^3. \quad (85)$$

Ohybový moment:

$$M_{o2} = F_{\check{R}} \cdot c_{v1} = 1775 \cdot 42,5 = 75437,5 \text{ Nm}. \quad (86)$$

Ohybové napětí:

$$\sigma_{onom2} = \frac{F_{\check{R}} \cdot c_{v1}}{W_{o2}} = \frac{1775 \cdot 42,5}{14217,9} = 5,31 \text{ MPa}. \quad (87)$$

Ohybové napětí vlivem vrubu, kde součinitel tvaru pro ohyb je  $\alpha_\sigma=3,6$ :

$$\sigma_{o2} = \alpha_\sigma \cdot \sigma_{onom2} = 3,6 \cdot 5,31 = 19,1 \text{ MPa}. \quad (88)$$

Krouticí modul:

$$\begin{aligned} W_{o2} &= \frac{\pi}{16 \cdot D_{p2}} \cdot (D_{p2}^4 - d_{p2}^4) = \\ &= \frac{\pi}{16 \cdot 70} \cdot (55^4 - 33^4) = 28433,9 \text{ mm}^3. \end{aligned} \quad (89)$$

Napětí v krutu:

$$\tau_{knom2} = \frac{M_H}{W_{k2}} = \frac{70}{28433,9} = 2,46 \text{ MPa}. \quad (90)$$

Napětí v krutu vlivem vrubu, kde součinitel tvaru pro krut je  $\alpha_\tau=2,4$ :

$$\tau_{k2} = \alpha_\tau \cdot \tau_{knom2} = 2,4 \cdot 2,46 = 5,91 \text{ MPa} \quad (91)$$

Redukované napětí podle podmínky max  $\tau$ :

$$\sigma_{redMAX\tau2} = \sqrt{\sigma_{o2}^2 + 3 \cdot \tau_{k2}^2} = \sqrt{19,1^2 + 3 \cdot 5,91^2} = 21,67 \text{ MPa}. \quad (92)$$

Bezpečnost vzhledem k meznímu stavu pružnosti při kombinovaném namáhání:

$$k_{k2} = \frac{R_e}{\sigma_{redMAX\tau2}} = \frac{590}{21,67} = 27,23 \quad (93)$$

### 5.6.2 Výpočet bezpečnosti k meznímu stavu únavy (MSÚ)

Nejmenší hodnota bezpečnosti k MSP byla v průřezu 2. Pro tento průřez je vypočítána bezpečnost k meznímu stavu únavy podle Gerberova kritéria.

Mez únavy za rotace (pro materiály, kde  $R_m < 14060$  MPa):

$$\sigma_{Co} = 0,504 \cdot R_m = 0,504 \cdot 785 = 395,64 \text{ MPa} . \quad (94)$$

Součinitel vlivu jakosti povrchu:

$$k_a = a \cdot R_m^b = 1,58 \cdot 785^{-0,085} = 0,897, \quad (95)$$

součinitel vlivu velikosti tělesa:

$$k_b = 1,51 \cdot D_{p2}^{-0,157} = 1,51 \cdot 55^{-0,157} = 0,805, \quad (96)$$

součinitel vlivu způsobu zatěžování – pro ohyb:  $k_c = 1$ .

Součinitel vlivu teploty – pro 50 °C:  $k_d = 1$ .

Součinitel spolehlivosti – pro spolehlivost 99,9 %:  $k_e = 0,753$ .

Součinitel zahrnující další vlivy – neuvažují se další vlivy:  $k_f = 1$ .

Korigovaná mez únavy (Marinova rovnice) [25]:

$$\begin{aligned} \sigma'_{Co} &= k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_{Co} = \\ &= 0,897 \cdot 0,805 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,753 \cdot 1 \cdot 395,64 = 215,12 \text{ MPa} . \end{aligned} \quad (97)$$

Součinitel vrubu pro normálová napětí, kde poloměr vrubu  $r = 0,75$  mm [25] :

$$\beta_\sigma = \frac{\alpha_\sigma}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_\sigma - 1)}{\alpha_\sigma} \cdot \frac{139}{R_m \cdot \sqrt{r}}} = \frac{3,6}{1 + \frac{2 \cdot (3,6 - 1)}{3,6} \cdot \frac{139}{785 \cdot \sqrt{0,75}}} = 2,63 . \quad (98)$$

Součinitel vrubu pro smyková napětí, kde poloměr vrubu  $r = 0,75$  mm [25] :

$$\beta_\tau = \frac{\alpha_\tau}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_\tau - 1)}{\alpha_\tau} \cdot \frac{139}{R_m \cdot \sqrt{r}}} = \frac{2,4}{1 + \frac{2 \cdot (2,4 - 1)}{2,4} \cdot \frac{139}{785 \cdot \sqrt{0,75}}} = 1,85 . \quad (99)$$

Součinitel bezpečnosti k meznímu stavu únavy [25]:

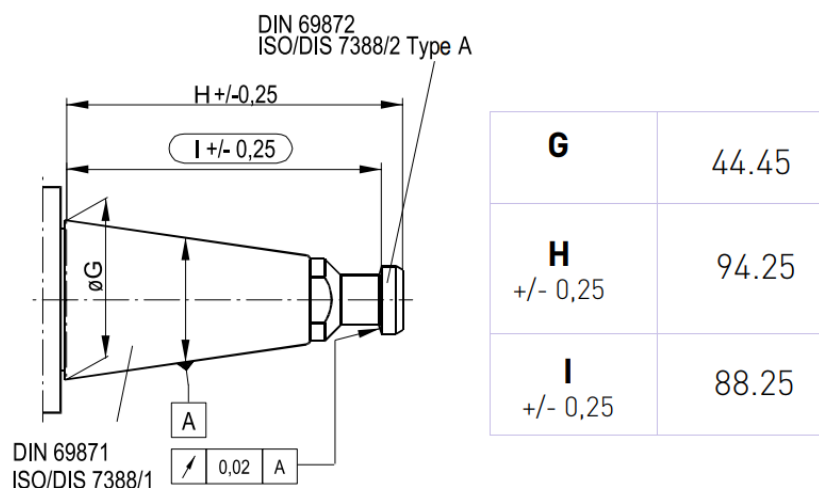
$$\begin{aligned} k_u &= \frac{1}{\frac{16 \cdot \beta_\sigma \cdot M_{02}}{\pi \cdot D_{p2}^3 \cdot \sigma'_{Co}} \cdot \left\{ 1 + \left[ 1 + 3 \cdot \left( \frac{\beta_\tau \cdot M_H \cdot \sigma'_{Co}}{\beta_\sigma \cdot M_{02} \cdot R_m} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}} = \\ &= \frac{1}{\frac{16 \cdot 2,63 \cdot 75437,5}{\pi \cdot 55^3 \cdot 395,64} \cdot \left\{ 1 + \left[ 1 + 3 \cdot \left( \frac{1,85 \cdot 70000 \cdot 395,64}{2,63 \cdot 75437,5 \cdot 785} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}} = 17,31 . \end{aligned} \quad (100)$$

## 6 NAVRŽENÁ KONSTRUKCE

V této kapitole je popsány jednotlivé uzly navrženého vřeteníku.

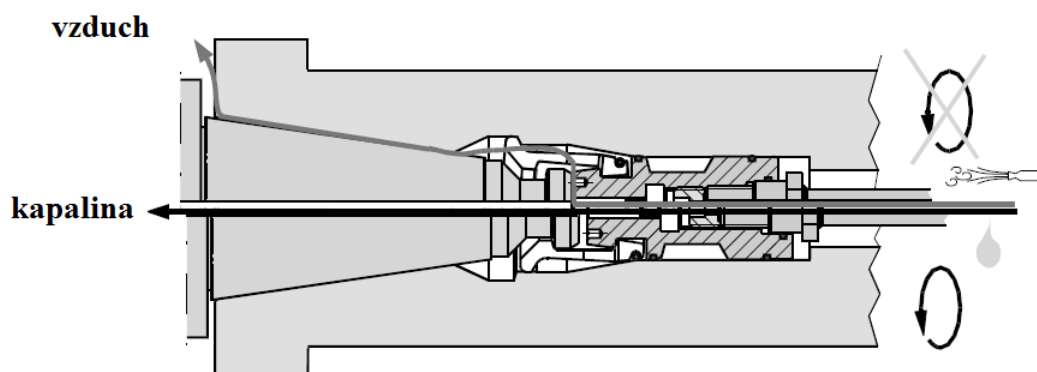
### 6.1 Upínací mechanismus

Upínací mechanismus je konstruován pro upínací kužel s rozhraním ISO 40 (DIN 69871). Upínací čep, který je přišroubován na stopce kužele byl zvolen dle normy ISO 7388 typ A1 (DIN 69872). Ukázka je na obr. 6.1 s hlavními rozměry.



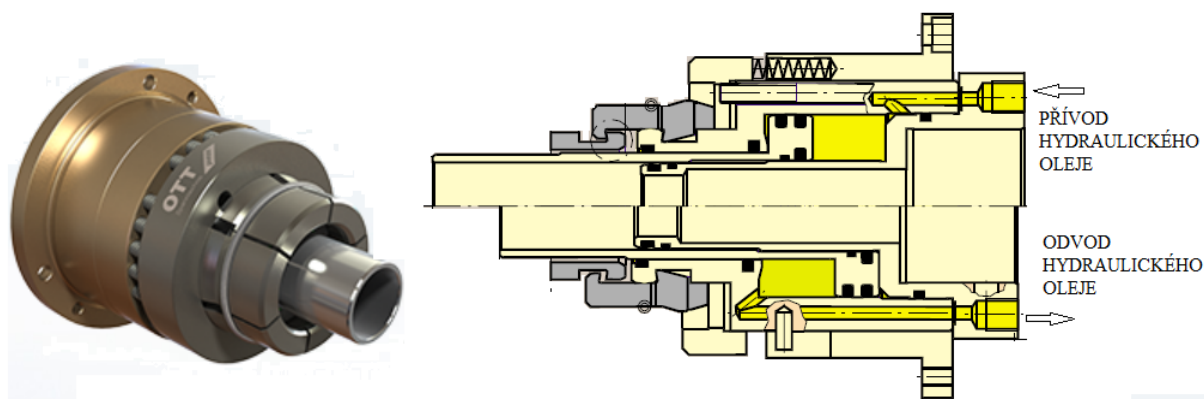
Obr. 6.1) Upínací kužel s upínacím čepem [20]

Mnoho obráběcích nástrojů je vyrobeno s kanálkami pro chlazení v ně nástroje, což má za následek zvýšení produktivity vlivem účinnějšího chlazení nástroje a lepšího odvodu třísky z místa řezu. Proto je vřeteno navrženo s tímhle ohledem. Přívod kapaliny přes upínací systém nástroje lze realizovat několika způsoby. Vzhledem k tomu, že upínací kužel ISO dosedá pouze na stopku nástroje, je přívod řezné kapaliny realizován vně nástroje. Zároveň je přiváděn vzduch, který slouží k čištění dosedacího plochy kužele, aby nedošlo ke vniku nečistot (zejména třísek).



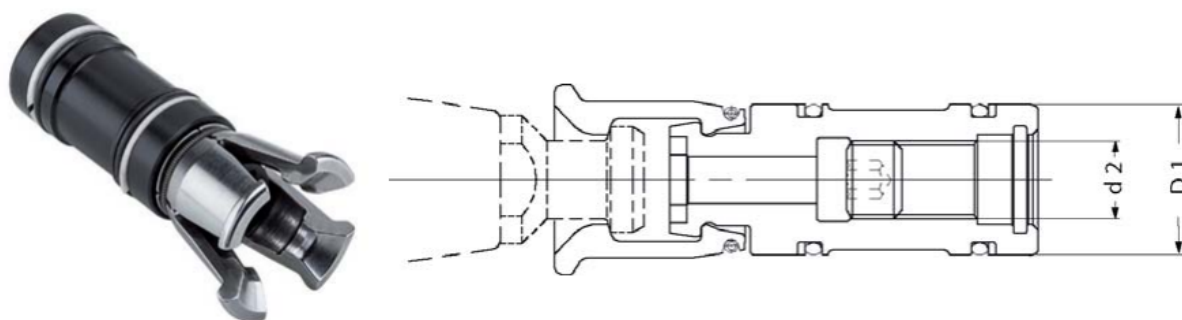
Obr. 6.2) Průchod chladicí kapaliny a vzduchu skrz nástroj [23]

Konstrukce upínacího mechanismu je brána jako nakupovaný celek od firmy OTT JAKOB Spantechnik. Nabízený sortiment se skládá z modulárních částí, které jsou konfigurovatelné pro daný typ aplikace. Pro odepínání nástrojů je zvolena odepínací jednotka typu LE 95 (obr. 6.3), která je schopna vyvodit hydraulický tlak o hodnotě 16 MPa [23].



Obr. 6.3) Rotační jednotka LE 95 [upraveno z 23,30]

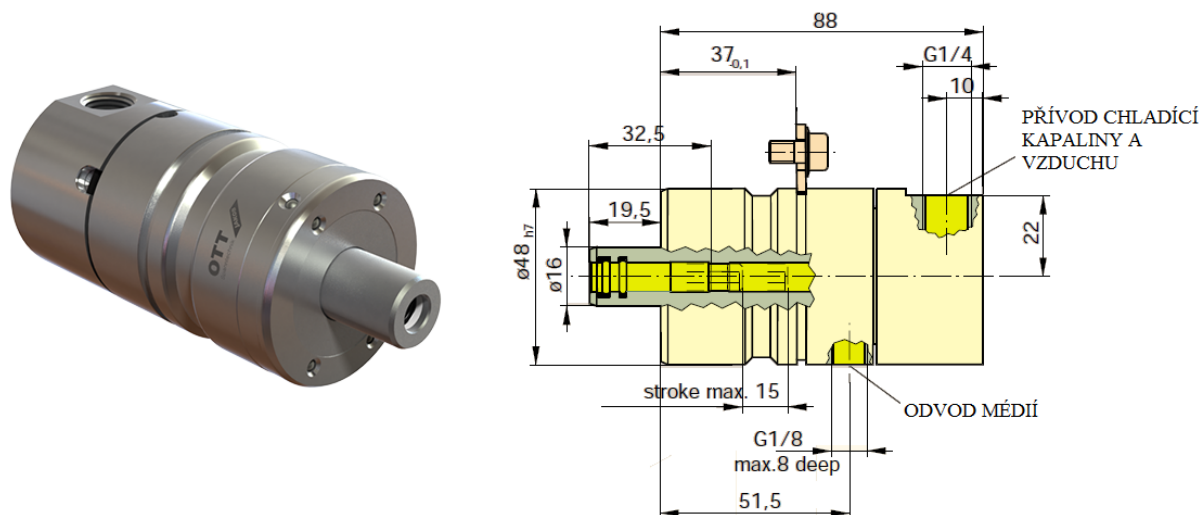
Upínací nástrojová jednotka je zvolena dle DIN 69872 (viz obr. 6.4), která umožňuje vyvodit maximální upínací sílu 15 kN.



Obr. 6.4) Upínací nástrojová jednotka ( $D1 = 27 \text{ mm}$ ,  $d2 = M14 \times 1,5$ ) [21]

Rotační jednotka je zvolena typu 1K-GD (obr 6.5), která umožňuje přívod chladicí kapaliny a čistícího vzduchu. Tyto média proudí skrz upínací tyč směrem k upínacímu nástroji. Technické parametry rotační jednotky:

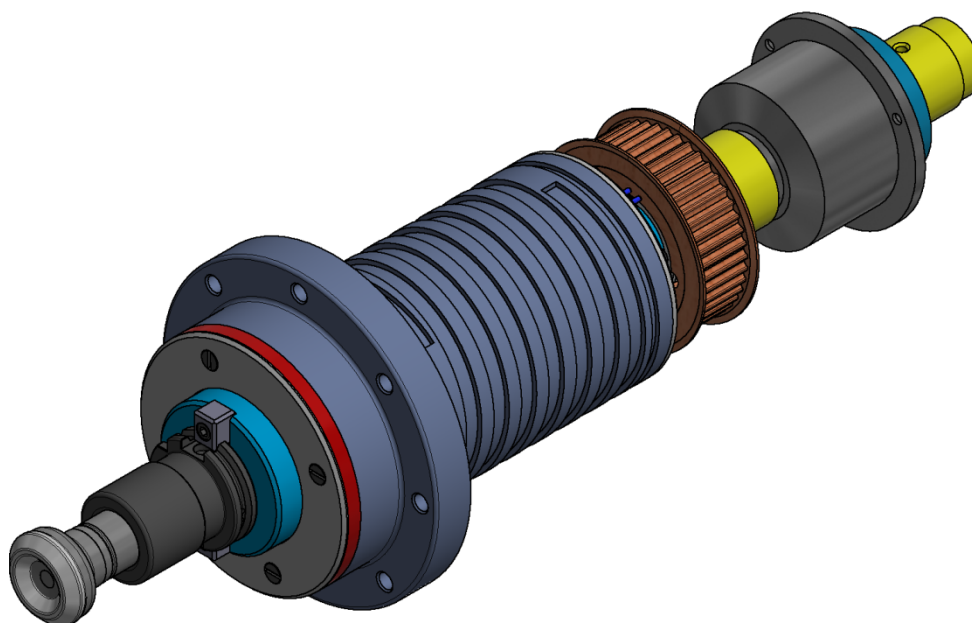
- maximální otáčky  $36000 \text{ min}^{-1}$ ,
- max. tlak řezné kapaliny 80 bar,
- max. tlak vzduchu (při  $n = 0 \text{ min}^{-1}$ ) 10 bar [23].



Obr. 6.5) Rotační jednotka typu IK-GD [upraveno z 23,31]

## 6.2 Model vřeteníku

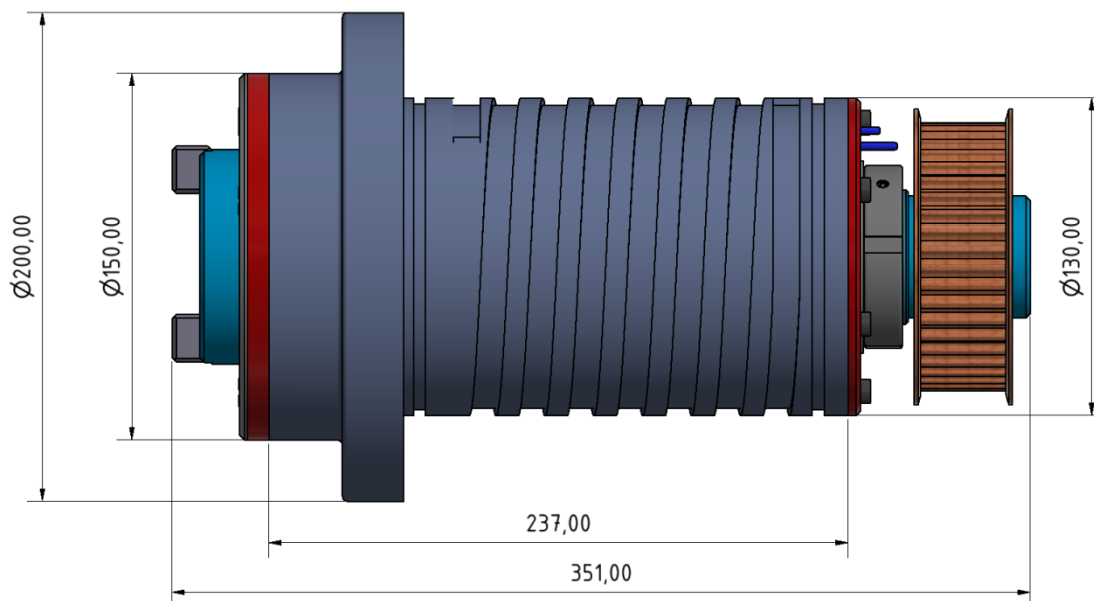
Obr. 6.6 zobrazuje model navrženého vřeteníku s uchyceným nástrojem. Vřeteno se skládá z několika částí. Velikost konstrukce je dána vstupními hodnotami a zejména zvolenou velikostí upínacího kužele a tím velikostí upínacího mechanismu. Více pohledů je uvedeno v příloze A.



Obr. 6.6) Model vřeteníku s upnutou čelní frézou

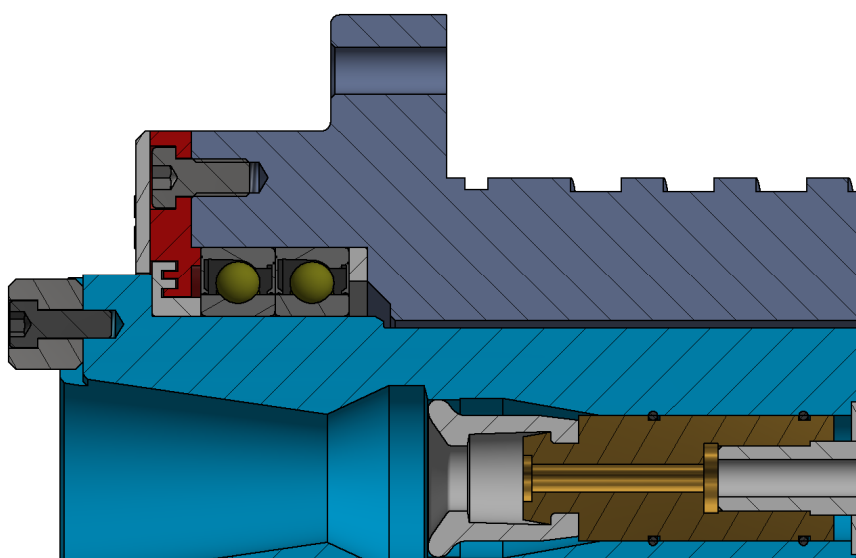
Upevňujícím členem vřeteníku je tubus tělesa, který se vkládá do válcového tělesa umístěného ve smýkadle. Tubus se připevňuje osmi šrouby velikosti M10. Rozměry vřeteníku prezentuje obr. 6.7. Na povrchu tělesa je vytvořena těsnicí drážky a spirálová drážka pro průtok chlazeného média, který udržuje vřeteno v provozní teplotě.





*Obr. 6.7) Rozměry vřeteníku*

Vřetenová hřídel je dimenzována s ohledem na velikost upínacího mechanismu. Pro kužel velikosti ISO 40 výrobce Ott Jakob předepisuje rozměry dutiny vřetenové hřídele. Na čelo vřetenové hřídele jsou pomocí šroubů (M6 x 16 ISO4762) upevněny unášecí kameny (dle DIN 2079). Na přední konec hřídele je nasazen labyrintový kroužek a dvojice kuličkových ložisek. Vnější kroužek ložiska se opírá o kalibrační kroužek a následně o tubus vřetene. Axiálnímu posunutí předních ložisek zamezuje přední víko, které je na čele tubusu připevněno osmi šrouby (M8 x 16 DIN 7984) a zároveň slouží jako druhá část labyrintového těsnění, které zamezuje vniku kapalin a nečistot (obr. 6.8).

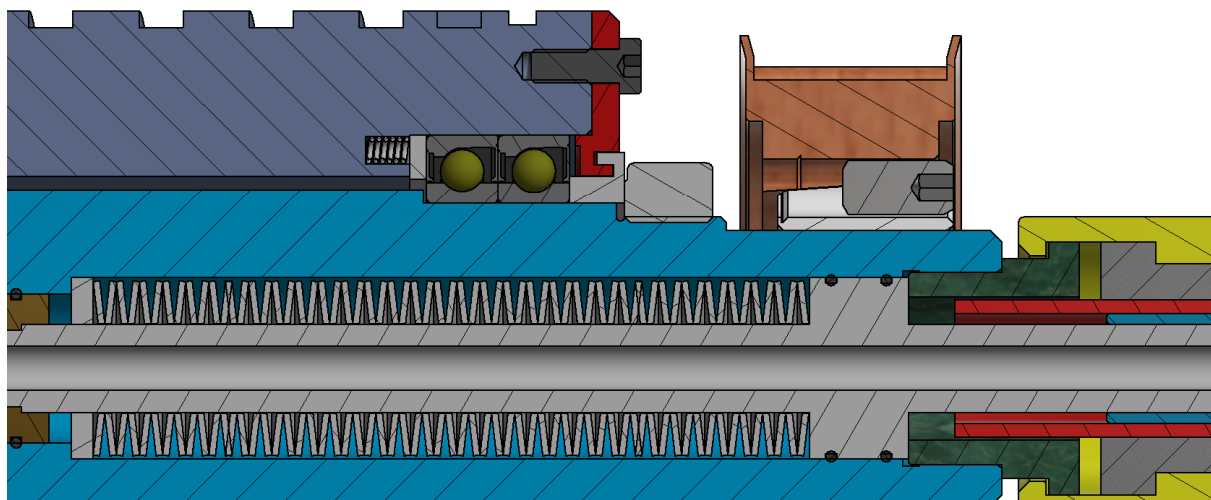


*Obr. 6.8) Pohled na přední uložení ložisek*

Zvolená kuličková ložiska jsou mazána plastickým mazivem, které je plněno v ložisku z výroby a utěsněno těsnicími kroužky v ložisku. Plastický maziva se vyznačují dlouhou životností a je stanoven revizní zásah po 11000 hodinách provozu za účelem domazání ložisek. Proto nejsou vytvořeny v tělese vřetena žádné mazací kanálky.

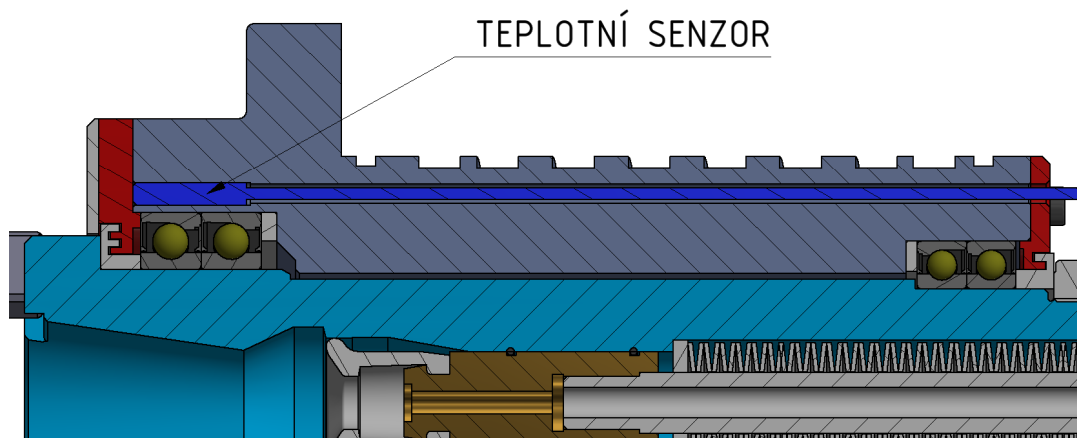
Ložiska v zadní části jsou uložena do skříně vřeteníku (tubusu), kde vnější kroužky ložiska dosedají na distanční kroužek, který dosedá na čelo vnitřní dutiny tubusu. Vzhledem k teplotním dilatacím jsou v tubusu zabudovány šroubové válcové pružiny (dimenzované na hodnotu předpětí), které udržují konstantní přepětí a tím konstantní tuhost celé soustavy. Předpětí ložisek přes labyrintový kroužek je vyvozeno maticí ZM. Druhou část labyrintového těsnění tvoří zadní víko, které je na tubus uchyceno 6 šrouby.

Krouticí moment od motoru na hřídel je přenášen ozubeným řemenem, kde ozubená řemenice je na hřídel připevněna pomocí mechanismu Taper lock a umožňuje přenášet požadovaný výkon. Jednou s předností ozubených řemenů je, že nedochází k prokluzu řemene a proto jsou otáčky vřetene měřeny absolutním snímačem, který je umístěn a je součástí asynchronního motoru SIMOTICS M-1PH8.



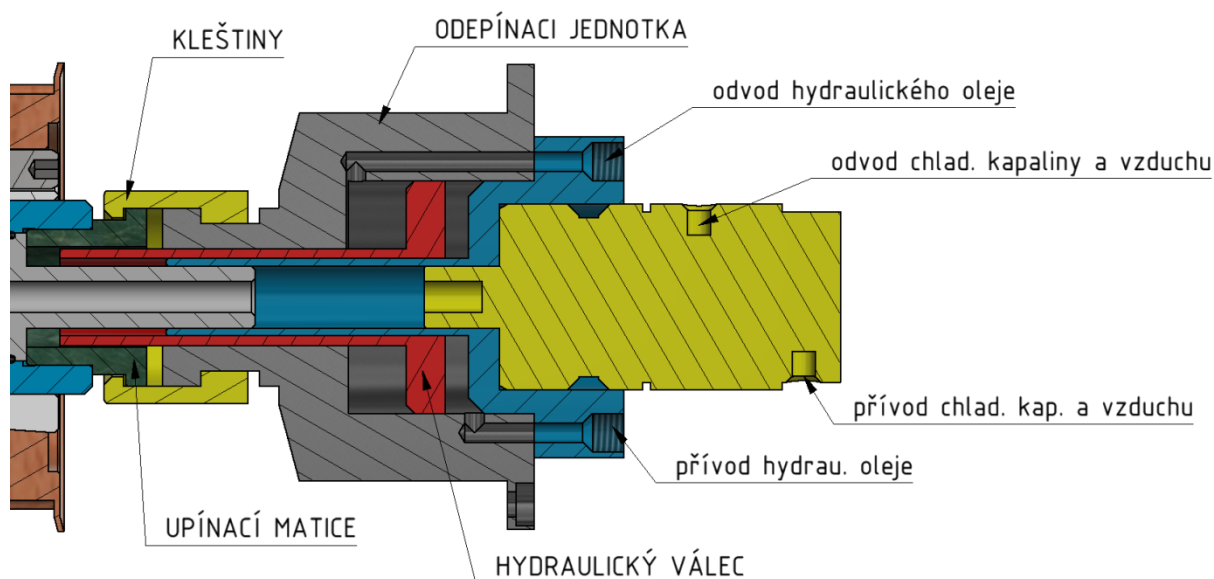
*Obr. 6.9) Pohled na zadní část vřeteníku*

Pro snímání teploty ložisek jsou použity teplotní senzory DS18B20 od firmy Maxim, které dokážou měřit teplotu v rozsahu  $-55-125\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Senzory jsou umístěny v těsné blízkosti ložisek a jsou uloženy v tělese tubus. Senzor pro snímání předních ložisek je nasunut předním otvorem tubusu a kabel je veden do zadní části vřetene (obr. 6.9) [32].



Obr. 6.10) Zabudování teplotního senzoru v místě předních ložisek

Na konec hřídele navazuje odepínací jednotka, která byla zvolena typu LE 95. Do odepínací jednotky je přiváděn hydraulický olej, který pomocí válce stlačuje talířové pružiny. Před stlačením pružin dojde k uchycení vřetene za „upínací matici“ (našroubovanou do vřetenové hřídele) pomocí kleštin a následnému přitažení. Tím nedochází k zatěžování ložisek při odepínání nástroje. V odepínací jednotce je upevněna rotační jednotka (1K-GD), která přivádí chladicí kapalinu a čistící vzduch do upínacího mechanismu. Odepínací a rotační jednotka je zobrazena na obr 6.11, vzhledem k nedostatečné dokumentaci těchto částí je princip vymodelován jen schematicky.



Obr. 6.11) Schematický model odepínací jednotky a rotační jednotky

## 7 TECHNICKO-EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ ŘEŠENÍ

V současnosti je v oblasti návrhů konstrukcí rozhodující faktor složitost (kvalita provedení) vs. cena. Proto je při výrobě kladen důraz i na ekonomickou stránku. Náklady na výrobu rozhodujícím způsobem ovlivní výběr technologie výroby. Vzhledem ke složitosti a požadovaným provozním podmínkám se náklady v některých případech nedají nijak ovlivnit.

Celkové náklady na realizace navrhnutého vřeteníku se skládají z dílčích částí vřeteníku. Upínací mechanismus, který je brán jako nakupovaný celek, nemá přímý vliv na pořizovací cenu. Hlavní částí pro výrobu vřetene je vřetenová hřídel a tělo vřeteníku (tubus). Vzhledem k požadované provozní funkčnosti je málokdy možné snížit výrobní náklady. Zvolit efektivní a ekonomickou metodu výroby je věcí technologického postupu.

Jedním z provozních nákladů je mazání vřetenových ložisek. Mezi nejběžnější způsoby mazání vřetenových ložisek patří mazání olejem a plastickým mazivem. Každý způsob mazání se vyznačuje svými výhodami a nevýhodami.

Při mazání olejem je nutné přivádět mazací médium do prostoru ložiska. Při této aplikaci je nutné vytvořit mazací otvory v tubusu vřeteníku a zajistit tak oběh doprovázeného media. Další nevýhodou je, že při vertikálním uložení vřetene dochází ke stékání mazacího oleje z místa stykových ploch ložiska. V návaznosti na to roste větší požadavek na kvalitnější těsnění, aby nedocházelo k úniku mazacího oleje z oběhu. Proto je zvoleno mazání plastickým mazivem, které zjednoduší konstrukci a lépe udržuje mazivo v ložisku při vertikální poloze. Nevýhodou jsou domazávací intervaly, při kterých je nutná demontáž vřetene. Při stanoveném domazávání po 11000 hodinách provozu je použití plastického maziva pro mazání vřetenových ložisek stále ekonomicky výhodné.

Porovnání náhonů pro danou konstrukci bylo provedeno v kapitole 4.2. Pohon řemenovým převodem je oproti převodovému pohonu značně výhodný zejména v pořizovací ceně.

Navržený vřeteník je z pohledu technicko-ekonomického zhodnocení konkurenceschopný.

## 8 ZHODNOCENÍ A DISKUZE

Zadáním diplomové práce je návrh vestavného vřeteníku frézovacího centra. Výchozím parametrem je výkon vřetene (15 KW) a automatická výměna nástrojů s rozhraním ISO. V dnešní době existuje mnoho typů vřeten obráběcích strojů, které se liší svojí konstrukcí a vlastnostmi, například: vysokým krouticím momentem, nebo vysokými otáčkami. Proto bylo potřebné zvolit aplikaci, která bude na stroji prováděna.

Obráběcí stroje s výkonem 15 kW na vřetenu se na trhu vyskytují s různým rozsahem momentu podle konstrukce náhonu. V běžné praxi pro malá obráběcí centra se používají nástroje pro hrubování rovinných ploch o velikosti řezných průměrů 30 – 60 mm. Je to z toho důvodů, aby se nedosahovalo vysokých momentů při nízkých otáčkách a tím k velkému zatížení stroje. Významnou roli při řezném procesu hraje hloubka odebírané třísky. Pro určení maximální zátěže vřetena byla zvolena čelní fréza CoroMill 245 s řezným průměrem 40 mm s hloubkou záběru hlavního ostří 5 mm, která byla dostatečná pro dimenzování stroje.

Pro uložení vřetene byla zvolena čtveřice vysoce přesných kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem a vysokou únosností. Ložiska byla uspořádána ve dvojici zády k sobě ("O") a do tandemu a následně jsou předepnuta ZM maticí. Toto uložení se vyznačuje velkou tuhostí uložení při vysokých otáčkách. Dalo by se říct, že při použití kuličkových ložisek na předním konci a použití válečkového ložiska na zadní konci by řešení bylo vhodné z hlediska jednodušší konstrukce a nemuselo by se vymezovat axiální posunutí vlivem tepelné roztažnosti. Naproti tomu by se musel brát větší ohled na připevnění víka k tělesu vřetene při vertikální poloze. Zvolit nejvhodnější uložení vyžaduje bohaté zkušenosti získané z praxe, neboť volba uložení vřetene se považuje za velice problematickou část při konstrukci vřetene obráběcího stroje.

Na zvolené uložení navazoval výpočet trvanlivosti ložisek, který se odvíjel od zvolených nástrojů a předpokládaného procentuálního využití daného nástroje při provozu. Výsledná trvanlivost ložisek vyšla 27 139 hodin. Tato hodnota dle [str. 625, tab. 11-4, 25] se pohybuje v rozmezí doporučených hodnot trvanlivosti ložisek pro osmihodinový denní provoz. Ve skutečnosti stroj bude využíván při mnoha různých druhů obrábění a vypočítána hodnota trvanlivosti je orientační a je třeba vzít v úvahu, že velká a střední zatížení zkrátí životnost ložiska rychleji.

Při pevnostním výpočtu vřetenové hřídele vzhledem k meznímu stavu pružnosti byly počítány dva úseky, z nichž byla nejnižší hodnota bezpečnosti 27,13. V daném průřezu byl proveden výpočet k meznímu stavu únavy, kde součinitel bezpečnosti k MSÚ činil 17,31. Z toho vyplývá, že vřetenová hřídel je značně předdimenzována. Při zmenšení hřídele by došlo ke zmenšení ložisek a tím i ke snížení únosnosti ložisek. Únosnost lze zvýšit počtem ložisek na úkor větších zástavbových rozměrů.

Další významnou částí je tuhost vřeteníku, která ovlivňuje výrobní přesnost. Ze stanovené vzdálenosti mezi ložisky byla vypočítána tuhost vřeteníku o hodnotě 104,32 N/μm při maximální zátěži. Při této tuhosti a maximálním zatížení je radiální házení nástroje přibližně 0,05 mm. Při menších zatížení by se deformace vřetene zmenšovala, tím i výsledné házení na nástroji, a dosahovalo by se větší přesnosti výroby. Výsledná tuhost vřetene je dostačující.

## 9 ZÁVĚR

Diplomová práce se zabývá návrhem vestavného vřeteníku frézovacího centra. K samotnému řešení předchází řešeršní část, která se zabývá popisem dílčích částí konstrukce vřeteníku. V úvodní části práce je definován vřeteník vzhledem k své činnosti ve výrobních strojích. Jsou zde popsána kritéria, která ovlivňují výrobnost obráběcích strojů a jsou uvedeny požadavky kladené na vřetena výrobních strojů, kde hlavními požadavky, krom požadovaného výkonu, je vysoká přesnost chodu, která je určena axiálním a radiálním házením a ovlivňuje tak výrobní přesnost. Řešeršní část také popisuje morfologii vřeteníku, např.: způsob zástavby, náhon vřetene, uložení a periférii vřeteníku. Dále je popsána nástrojová soustava s upínacím mechanismem pro upínání nástrojů s rozhraním ISO, který je jedním z požadavků pro konstrukci vřeteníku.

V prvotním návrhu konstrukce vřeteníku je charakterizováno, k jakým technologickým činnostem bude vřeteník užíván. Na obrázcích jsou ukázány běžné obráběcí operace prováděných na frézovacích strojích. Na základě získaných informací z praxe jsou zvoleny obráběcí nástroje, ze kterých je vypočítáno maximální zatížení vřetene způsobené obráběním. Dle daného výkonu vřeteníku je provedeno vícekritériální hodnocení pro zvolení vhodného pohonu vřetene. Z hodnocení zvané Metoda hodnocení variant se došlo k závěru, že vhodnější provedení náhonu pro daný vřeteník bude realizované řemenovým převodem.

Podstatná část diplomové práce se zabývá výpočty navržené konstrukce. V první části je nutné stanovit reakční síly v podpěrách vyvolané řezným procesem a předpětím řemenu. Vřetenová hřídel je uložena ve vysoce přesných kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem uspořádaný zády k sobě a do tandemu. Pro dané uložení je vypočítána axiální a radiální tuhost ložisek a je ověřeno, zda vnější axiální zatížení vyhovuje danému uložení. Z předpokládaného vytížení stroje je vypočítána trvanlivost uložení a pro zvolená ložiska je navrhnuté mazání plastickým mazivem typu NBU 15 Isoflex. Konstrukce vřetene není uzpůsobená k domazávání ložisek a to vede k nucené demontáži vřetene, která není ve většině případů komfortní. Avšak je předběžně vypočítán domazávací interval plastického maziva, který je stanovena na orientační hodnotu 11000 hodin. K této hodnotě autor stanovuje servisní zásah za účelem domazání ložisek plastickým mazivem. Při tomto zásahu je stanovena doporučená kontrola těsnících prvků a upínacího mechanismu. Autor zvolil toto řešení mazání na základě získaných informací z praxe, kde servis vřeten obráběcích strojů v některých případech nastává po 3000-6000 hodinách provozu.

Požadavkem konstrukce je, aby tuhost soustavy vřeteno – uložení byla co největší. Výsledná tuhost je spočítána součtem deformací ložisek a průhybu hřídele, která se měří na předním konci a je stanovena na hodnotu 104 N/ $\mu$ m při maximálním zatížení. Následoval výpočet optimální vzdálenosti mezi ložisky, který je proveden v softwarovém programu Mathcad 14. Výsledek je zobrazen pomocí grafů, kde hodnota optimální délky je 122 mm. Vzhledem ke konstrukci upínacího mechanismu je délka mezi ložisky stanovena na 202 mm. Na základě požadovaného výkonu vřetene je navrhnut řemenový převod pomocí programu ContiTech Suite 7.4 a dle těchto výsledků je zvolen motor SIMOTICS M-1PH8 od společnosti Siemens. Pro navrhnutou velikost vřetene jsou provedeny pevnostní výpočty vřetenové hřídele, kde výsledky ukázali značnou bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti.

V poslední části této práce jsou popsány jednotlivé části konstrukce vřetene. Výsledkem práce je navrhnutý vřeteník, který je konstruován do vertikálního frézovacího centra s automatickou výměnou nástrojů a splňuje všechny provozní předpoklady. Parametry navrženého vřeteníku jsou uvedeny v tabulce 17.

Tabulka 17) Parametry navrženého vřetene

Parametr	Hodnota	Jednotka
Výkon vřetene	15	kW
Moment vřetene	70	Nm
Maximální otáčky vřetene	8000	min <sup>-1</sup>
Maximální výkon motoru	20,9	kW
Jmenovitý výkon motoru	10	kW
Maximální moment motoru	100	Nm
Jmenovitý moment motoru	48	Nm
Velikost kužele ISO	ISO 40	
Tuhost vřetene při max. zatížení	104	N/μm
Průměr vřeteníku	200	mm
Délka vřeteníku	351	mm
Mazání ložisek	Plastickým mazivem	

## 10 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů III*. Praha: MM publishing, 2014, 684 s. : il. ISBN 978-80-260-6780-1.
- [2] BORSKÝ, Václav. *Základy stavby obráběcích strojů*. Vyd. 2., přeprac. Brno: VUT, 1991, 214 s. : il. tabulky, grafy. ISBN 80-214-0361-6
- [3] BT30-90 Spindle Unit. *SKYFIRE CNC* [online]. [cit. 2018-03-06]. Dostupné z: <http://skyfirecnc.com/picshow2.asp?id=14>
- [4] Omlat. *Direct INDUSTRY* [online]. [cit. 2018-03-13]. Dostupné z: [http://www.directindustry.com/prod/omlat-14590.html#product-item\\_827843](http://www.directindustry.com/prod/omlat-14590.html#product-item_827843)
- [5] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. Praha: MM Publishing, 2006, 282 s. 2 CD-ROM.
- [6] SEMANČÍK A KOL, Marian. *POHONY CNC OBRÁBACÍCH STROJOV* [online]. [cit. 2018-03-14]. Dostupné z: <http://www.engineering.sk/clanky2/stroje-a-technologie/1646-pohony-cnc-obrabacich-strojov>
- [7] BORSKÝ, Václav. *Jednouúčelové a víceúčelové obráběcí stroje. II. díl*. Vyd. 2., přeprac. Brno: Ediční středisko VUT, 1990, 200 s. : il. ISBN 80-214-0175-3.
- [8] Rotační nástroje. *DOCPLAYER* [online]. , 187 [cit. 2018-04-21]. Dostupné z: <http://docplayer.cz/7908439-Obrabeci-nastroje-sandvik-coromant-rotacni-nastroje-frezovani-vrtani-vyvrtavani-nastrojove-systemy.html>
- [9] Interface Types. *SANDVIK Coromant* [online]. [cit. 2018-04-21]. Dostupné z: <https://www.sandvik.coromant.com/cs-cz/knowledge/tooling-systems/machine-and-tooling-systems-considerations/spindle-selection/interface-types/pages/default.aspx>
- [10] Shank Types. *SAI TRUMAN ENTERPRISES* [online]. [cit. 2018-04-21]. Dostupné z: <http://www.saitruman.com/vmctool-p4.html>
- [11] BORO VAN, Petr a AETNA. Snižování výrobních nákladů bez velkých investic (10). *TECHNICKÝ PORTÁL* [online]. 2014 [cit. 2018-04-21]. Dostupné z: [https://www.technickytydenik.cz/rubriky/serialy/snizovani-vyrobnich-nakladu/snizovani-vyrobnich-nakladu-bez-velkych-investic-10\\_27174.html](https://www.technickytydenik.cz/rubriky/serialy/snizovani-vyrobnich-nakladu/snizovani-vyrobnich-nakladu-bez-velkych-investic-10_27174.html)
- [12] Hyper husillo (multiplicador de velocidad), soporte de la herramienta. *Alibaba* [online]. [cit. 2018-04-21]. Dostupné z: <https://spanish.alibaba.com/product-detail/hyper-spindle-speed-increaser-tool-holder-132636012.html>
- [13] Frézovací úhlové hlavy. *FUH* [online]. [cit. 2018-04-21]. Dostupné z: <http://www.narexmte.cz/prospekty/FUH.pdf>
- [14] Volba typu ložiska. *ZKL GROUP* [online]. [cit. 2018-4-24]. Dostupné z: <http://www.zkl.cz/cs/pro-konstruktery/4-volba-typu-loziska>
- [15] Vysoce přesná ložiska. *SKF* [online]. [cit. 2018-04-24]. Dostupné z: [http://www.skf.com/binary/tcm:54-129877/Super-precision%20bearings%20-%2013383\\_1%20CS\\_tcm\\_54-129877.pdf](http://www.skf.com/binary/tcm:54-129877/Super-precision%20bearings%20-%2013383_1%20CS_tcm_54-129877.pdf)
- [16] KOČMAN, Karel a Jaroslav PROKOP. *Technologie obrábění*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2001, 270 s. : il. ISBN 80-214-1996-2.



- [17] Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem. *SKF* [online]. [cit. 2018-05-02]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/angular-contact-ball-bearings/index.html>
- [18] *MECHANIKA II PRUŽNOST A PEVNOST* [online]. In: GRUBER, Josef. s. 96 [cit. 2018-04-21]. Dostupné z: [http://www.spstr.pilsedu.cz/osobnistranky/josef\\_gruber/mec\\_uceb/mec2\\_txt.pdf](http://www.spstr.pilsedu.cz/osobnistranky/josef_gruber/mec_uceb/mec2_txt.pdf)
- [19] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4. dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008, xiv, 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [20] GRIPPERS & ACCESSORIES. *Advanced Machine & Engineering®* [online]. [cit. 2018-05-09]. Dostupné z: [https://www.ame.com/docs/spindle-interface-group/OTT-JAKOB\\_Grippers\\_and\\_Accessories.pdf](https://www.ame.com/docs/spindle-interface-group/OTT-JAKOB_Grippers_and_Accessories.pdf)
- [21] SK - AUTOMATIC TOOL CLAMPING SYSTEM. *RÖHM* [online]. [cit. 2018-05-09]. Dostupné z: <http://eshop.roehm.biz/media/attachment/file/d/c/dc0001868.pdf>
- [22] Přehled aplikací. In: *SANDVIK Coromant* [online]. [cit. 2018-05-10]. Dostupné z: [https://www.sandvik.coromant.com/cs-cz/knowledge/milling/application\\_overview/Pages/default.aspx](https://www.sandvik.coromant.com/cs-cz/knowledge/milling/application_overview/Pages/default.aspx)
- [23] MODULAR CLAMPING TECHNOLOGY. *OTT JAKOB Spanntechnik* [online]. [cit. 2018-05-09]. Dostupné z: [http://www.ott-jakob.de/images/katalog\\_e.pdf](http://www.ott-jakob.de/images/katalog_e.pdf)
- [24] Nástroje pro obrábění kovů. In: *SANDVIK Coromant* [online]. [cit. 2018-05-09]. Dostupné z: <https://www.sandvik.coromant.com/cs-cz/products/pages/tools.aspx>
- [25] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [26] STEEP TAPER. In: *OTT JAKOB Spantechnik* [online]. [cit. 2018-05-09]. Dostupné z: [http://www.ott-jakob.de/en/steep\\_taper/](http://www.ott-jakob.de/en/steep_taper/)
- [27] Ocel manganochromová. *LENTUS* [online]. [cit. 2018-05-014]. Dostupné z: <https://www.lentus-ocel.cz/14-2203>
- [28] 1PH8 for SINAMICS S120 for machine tools. *SIEMENS* [online]. [cit. 2018-05-09]. Dostupné z: <https://mall.industry.siemens.com/mall/en/WW/Catalog/Products/10044259?tree=CatalogTree>
- [29] Řemenice a upínací pouzdra. *TYMA CZ, s.r.o.* [online]. [cit. 2018-05-09]. Dostupné z: <https://www.tyma.cz/files/katalogy/tyma-remenice-pulleys.pdf>
- [30] UNCLAMPING UNITS. In: *OTT JAKOB Spantechnik* [online]. [cit. 2018-05-09]. Dostupné z: [http://www.ott-jakob.de/en/unclamping\\_units/](http://www.ott-jakob.de/en/unclamping_units/)
- [31] ROTARY UNITS. In: *OTT JAKOB Spantechnik* [online]. [cit. 2018-05-09]. Dostupné z: [http://www.ott-jakob.de/en/rotary\\_union/](http://www.ott-jakob.de/en/rotary_union/)
- [32] Teplotní senzor DS18B20. *ARDUINO NÁVODY* [online]. [cit. 2018-05-09]. Dostupné z: <http://navody.arduino-shop.cz/navody-k-produktum/teplotni-senzor-ds18b20.html>
- [33] SVOBODA, Pavel a Jan BRANDEJS. *Výběry norem pro konstrukční cvičení*. Vyd. 5. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013, 234 s. ISBN 978-80-7204-838-0.

## 11 SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ

Symbol	Rozměr	Veličina
A	[mm/min]	otáčkový faktor
$a_p$	[mm]	hloubka záběru
$a_v$	[mm]	vzdálenost předního konce vřetene
$a_\sigma$	[MPa]	součinitel tvaru pro ohyb
$a_\tau$	[MPa]	součinitel tvaru pro krut
B	[mm]	šířka ložiska
$b_{aus}$	[mm]	zvolená šířka řemenu
$b_{err}$	[mm]	vypočtená šířka řemenu
$B_n$	[mm]	šířka frézovací plochy
C	[kN]	základní dynamická únosnost
$C_0$	[kN]	základní statická únosnost
$C_1$	[-]	opravný součinitel pro třídu předpětí B
$C_2$	[-]	opravný součinitel pro ocelové kuličky v ložisku
$C_3$	[-]	opravný součinitel pro svislou orientaci hřídele
$C_4$	[-]	opravný součinitel pro nízké ekvivalentní dynamické zatížení
$C_5$	[-]	opravný součinitel při spolehlivost ložisek 90 %,
$C_6$	[-]	opravný součinitel pro nízké proudění vzduchu
$C_7$	[-]	opravný součinitel pro nízkou vlhkost a prach
$c_v$	[mm]	vzdálenost mezi zadními ložisky a napínací silou řemene
D	[mm]	vnější průměr ložiska
d	[mm]	vnitřní průměr ložiska
$D_c$	[mm]	řezný průměr nástroje
$d_m$	[mm]	střední průměr ložiska
$d_v$	[mm]	nitřní průměr hřídele pro průhyb
$D_v$	[mm]	vnější průměr hřídele pro průhyb
$d_W$	[mm]	průměr kuličky
$d_{wg}$	[mm]	roztečný průměr hnané řemenice
e	[-]	koeficient
E	[GPa]	Modul pružnosti
f	[-]	součinitel, který závisí na řadě a velikosti ložiska
$f_0$	[-]	výpočtový součinitel
$f_1$	[-]	opravný součinitel, který závisí na stykovém úhlu
$F_1$	[N]	tlačná síla
$F_2$	[N]	uvolňovací síla
$f_{2B}$	[-]	opravný součinitel, který závisí na třídě předpětí
$f_{2C}$	[-]	opravný součinitel, který závisí na třídě předpětí
$F_a$	[N]	zatěžující axiální síla
$F_{Ay}, F_A$	[N]	reakční síla v ose y v podpěře A
$F_{Az}$	[N]	reakční síla v ose z v podpěře A
$F_{Bx}, F_{By}$	[N]	reakční síla v ose y v podpěře B
$F_c$	[N]	řezná síla
$F_f$	[N]	posuvová síla

$F_{Gv}$	[N]	tíhová síla vnitřních hmot
$f_{HC}$	[-]	opravný součinitel hybridních ložisek
$F_{OD}$	[N]	odlehčovací síla
$F_r$	[N]	zatěžující radiální síla
$F_{\dot{R}}$	[N]	napínací síla řemene
$f_z$	[mm]	posuv na zub
$G$	[MPa]	modul pružnosti ve smyku
$G_B$	[N]	třída předpětí B
$G_C$	[N]	třída předpětí C
$G_m$	[N]	předpětí ložiskové sady
$i$	[-]	počet ložisek
$i_p$	[N]	převodový poměr
$J_z$	[mm <sup>4</sup> ]	osových kvadratických momentů v ose z
$k_a$	[-]	součinitel vlivu jakosti povrchu
$k_{aB}$	[N/μm]	axiální tuhost při předpětí B
$k_{aC}$	[N/μm]	axiální tuhost při předpětí C
$k_b$	[-]	součinitel vlivu velikosti tělesa
$k_c$	[-]	součinitel vlivu způsobu zatěžování
$k_d$	[-]	součinitel vlivu teploty
$k_e$	[-]	součinitel spolehlivosti
$k_f$	[-]	součinitel zahrnující další vlivy
$k_k$	[-]	bezpečnost k meznímu stavu pružnosti
$k_r$	[N/μm]	radiální tuhost
$k_{sr}$	[-]	koeficient pro uspořádání ložisek “QBC”
$k_{\dot{u}}$	[-]	bezpečnost k meznímu stavu únavy
$k_{V\dot{R}}$	[N/μm]	tuhost vřeteníku
$k_{\delta a}$	[-]	koeficient závislý na kuličce
$L$	[mm]	vzdálenost mezi ložisky
$L_{h10}$	[hod]	hodinová trvanlivost (při 90% spolehlivosti)
$L_{h10c}$	[hod]	celková hodinová trvanlivost (při 90% spolehlivosti)
$l_n$	[mm]	vyložení nástroje
$L_o$	[mm]	optimální délky
$l_v$	[mm]	vzdálenost mezi předními ložisky a působením řezné síly
$M_c, M_{cz}$	[Nm]	řezný moment
$M_{maxM}$	[Nm]	maximální moment
$M_{nM}$	[Nm]	nominální moment
$M_v$	[Nm]	moment vřetene
$M_x$	[Nm]	ohybový moment v ose x
$n$	[min <sup>-1</sup> ]	otáčky nástroje
$n_{Lmax}$	[min <sup>-1</sup> ]	max. otáčky ložisek při mazání plastickým mazivem
$n_m$	[min <sup>-1</sup> ]	otáčky motoru
$n_{maxM}$	[min <sup>-1</sup> ]	maximální otáčky
$n_{maxV}$	[min <sup>-1</sup> ]	maximálních otáčkách vřetene
$n_{nM}$	[min <sup>-1</sup> ]	nominální otáčky
$n_{nV}$	[min <sup>-1</sup> ]	nominální otáčky vřetene
$n_{sV\dot{R}}$	[min <sup>-1</sup> ]	střední otáčky vřetene

$p$	[-]	mocnitel pro kuličková ložiska
$P$	[N]	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska
$P_c$	[kW]	řezný výkon
$P_{nM}$	[kW]	nominální výkon motoru
$P_r$	[kW]	hodnota výkonu řemene
$P_v$	[kW]	výkon vřetene
$R_e$	[MPa]	mez kluzu
$R_m$	[MPa]	mez pevnosti
$S$	[mm]	šířka hnané řemenice
$t_f$	[hod]	domazávací interval
$T_r$	[hod]	domazávací interval upraven opravnými součiniteli
$u$	[-]	poissonova konstant
$v_c$	[m/mm]	řezná rychlost
$v_p$	[m/mmm]	posuvová rychlost
$W$	[J]	energie napjatosti
$W_k$	[mm <sup>3</sup> ]	krouticí modul
$W_o$	[mm <sup>3</sup> ]	ohybový modul
$w_y$	[μm]	průhyb vřetene v ose y
$X_2$	[N]	radiální koeficient
$Y_2$	[N]	axiální koeficient
$z$	[-]	počet kuliček
$z$	[]	počet zubů řemenice
$z_g$	[-]	počet zubů hnané řemenice
$\beta_\sigma$	[MPa]	součinitel vrubu pro normálová napětí
$\beta_{\sigma_o}$	[MPa]	ohybové napětí
$\beta_\tau$	[MPa]	součinitel vrubu pro smyková napětí
$\delta$	[μm]	deformace na konci vřetene
$\delta_a$	[μm]	axiální deformace
$\Delta_A$	[μm]	radiální házení ložiska A
$\Delta_B$	[μm]	radiální házení ložiska B
$\Delta_B$	[μm]	radiální házení vřetene na předním konci
$\delta_L$	[μm]	deformace ložiska
$\delta_N$	[μm]	házení nástroje
$\delta_{pa}$	[μm]	pružná deformace
$\delta_S$	[μm]	deformace tělesa
$\eta_c$	[-]	celková účinnost
$\eta_L$	[-]	účinnost ložisek
$\eta_P$	[-]	účinnost převodu
$\sigma'_{co}$	[MPa]	korigovaná mez únavy
$\sigma_{co}$	[MPa]	mez únavy za rotace
$\sigma_o$	[MPa]	ohybové napětí
$\sigma_{redMAX\tau}$	[MPa]	redukované napětí
$\tau_k$	[MPa]	napětí v krutu

## 12 SEZNAM OBÁZKŮ A TABULEK

### Seznam obrázků:

Obr. 2.1) Vlivy na pracovní přesnost obráběcího stroje [2] .....	18
Obr. 2.2) Rozdělení CNC obráběcích center na nerotační součásti [1].....	19
Obr. 2.3) Třídění vícerých CNC obráběcích center pro nerotační součásti [1] .....	20
Obr. 2.4) Morfologie vřeteníku [1] .....	21
Obr. 2.5) Vliv házení ložisek na přesnost chodu [2].....	22
Obr. 2.6) Celková deformace – vliv tuhosti vřetene, ložisek a skříně [5] .....	23
Obr. 2.7) Tubusový tvar vřetene (typ BT30-90) [3].....	24
Obr. 2.8) Skříňový tvar vřeteníku s přímým pohonem (typ DELTA 12/20 HT) [4] .....	24
Obr. 2.9) Morfologie náhonu vřetene [1] .....	24
Obr. 2.10) Způsoby realizace náhonu vřetene: a) řemenový převod, b) elektrovřeteno, c) přímý pohon, d) s vloženou převodovkou [1,6].....	25
Obr. 2.11) Příklady uložení vřetene [upraveno z 15] .....	26
Obr. 2.12) Základní kombinace uspořádání [15] .....	27
Obr. 2.13) Způsoby mazání vřetenových ložisek [5] .....	27
Obr. 2.14) Varianty labyrintová těsnění [15].....	28
Obr. 2.15) Příklady kontaktního těsnění [15] .....	28
Obr. 3.1) Modulární koncept Coromant Capto [8].....	29
Obr. 3.2) Typy upínacího kužele: a) ISO, b) HSK, c) Coromant Capto [9].....	30
Obr. 3.3) Rychloběžná hlava [12] .....	31
Obr. 3.4) Vrtací a frézovací úhlové hlavy [13] .....	31
Obr. 3.5) Rozměry ISO kužele dle DIN 69871 [10] .....	31
Obr. 3.6) Upínací mechanismus firmy RÖHM[21] .....	32
Obr. 3.7) Schéma upínací mechanismu (OTT Jakob)[26].....	32
Obr. 5.3) Příklady frézování: 1 – čelní, 2 – drážkové, 3 – do rohu [22] .....	34
Obr. 5.4) Příklady frézování děr a dutin [22].....	35
Obr. 5.5) 1 – všeobecné vrtání, 2 – vrtání stupňovitých děr [22] .....	35
Obr. 5.3) Vrták CoroDrill 460 [24] .....	41
Obr. 5.4) Vyložení nástroje.....	42
Obr. 5.5) Schéma nosníku vřetenové hřídele.....	43
Obr. 5.6) Návrh uložení vřetene (“QBC”).....	45
Obr. 5.7) Histogram zatěžujících bloků[15] .....	47
Obr. 5.8) Schéma deformace ložisek.....	53
Obr. 5.9) Silové úseky hřídele .....	54
Obr. 5.10) Schéma deformace na nástroji.....	56
Graf 5.11) Graf deformace na předním konci vřetene vlivem deformace ložisek v závislosti na délce L .....	56
Obr. 5.12) Graf průhybu vřetene na předním konci v závislosti na délce L.....	57
Obr. 5.13) Graf výsledné deformace vřetene na předním konci v závislosti na délce L.....	57
Obr. 5.14) Momentové výkonové charakteristiky motoru a vřetene [1].....	58
Obr. 5.15) Výsledné vnitřní účinky vřetene.....	61
Obr. 6.1) Upínací kužel s upínacím čepem [20] .....	65

Obr. 6.2) Průchod chladicí kapaliny a vzduchu skrz nástroj [23].....	65
Obr. 6.3) Rotační jednotka LE 95 [upraveno z 23,30] .....	66
Obr. 6.4) Upínací nástrojová jednotka ( $D_1 = 27 \text{ mm}$ , $d_2 = M14 \times 1,5$ ) [21] .....	66
Obr. 6.5) Rotační jednotka typu 1K-GD [upraveno z 23,31] .....	67
Obr. 6.6) Model vřeteníku s upnutou čelní frézou .....	67
Obr. 6.7) Rozměry vřeteníku .....	68
Obr. 6.8) Pohled na přední uložení ložisek.....	68
Obr. 6.9) Pohled na zadní část vřeteníku .....	69
Obr. 6.10) Zabudování teplotního senzoru v místě předních ložisek.....	70
Obr. 6.11) Schematický model odepínací jednotky a rotační jednotky .....	70

### Seznam tabulek:

Tabulka 1) Otáčky vřetena v závislosti na typu kužele [5].....	30
Tabulka 2) Předpokládané operace pro zhotovení výrobku .....	33
Tabulka 3) Kritéria hodnocení mechanických převodů .....	37
Tabulka 4) Číselné hodnocení jednotlivých mechanických převodů.....	37
Tabulka 5) Řezné podmínky a výsledky pro čelní frézu CoroMill 245 (hrubování).....	39
Tabulka 6) Řezné podmínky a výsledky pro čelní frézu CoroMill 245 (dokončování).....	40
Tabulka 7) Řezné podmínky a výsledky pro frézu CoroMill Plura .....	40
Tabulka 8) Řezné podmínky pro karbidový šroubovitý vrták CoroDrill 460 .....	41
Tabulka 9) Tabulka hodnot zatěžujících účinků .....	42
Tabulka 10) Parametry ložisek.....	44
Tabulka 11) Tabulka pro určení koeficientů $F_r$ , $X_2$ , $F_a$ , $Y_2$ [15].....	49
Tabulka 12) Výpočet trvanlivosti ložisek při obráběcích operacích.....	51
Tabulka 13) Parametry pro výpočet průhybu .....	54
Tabulka 14) Parametry motoru .....	59
Tabulka 15) Parametry výpočtu ozubeného řemene .....	60
Tabulka 16) Parametry pro pevnostní výpočet .....	61
Tabulka 17) Parametry navrženého vřetene .....	76

## 13 SEZNAM PŘÍLOH

Příloha A – zobrazení modelu

A1: řez modelem – pohled 1

A2: řez modelem – pohled 2

A3: řez modelem – pohled 3

A4: řez modelem – pohled 4

Příloha B – řezné podmínky vybraných nástrojů

B1 – řezné podmínky pro čelní frézu CoroMill 245 (hrubování)

B2 – řezné podmínky pro čelní frézu CoroMill 245 (dokončování)

B3 – řezné podmínky pro karbidovou stopkovou frézu CoroMill Plura

B4 – řezné podmínky pro karbidový šroubovitý vrták CoroDrill 460

Příloha C – výpočet průhybu hřídele

Příloha D – parametry asynchronního motoru 1PH8

Příloha E – volba a výpočet ozubeného řemene

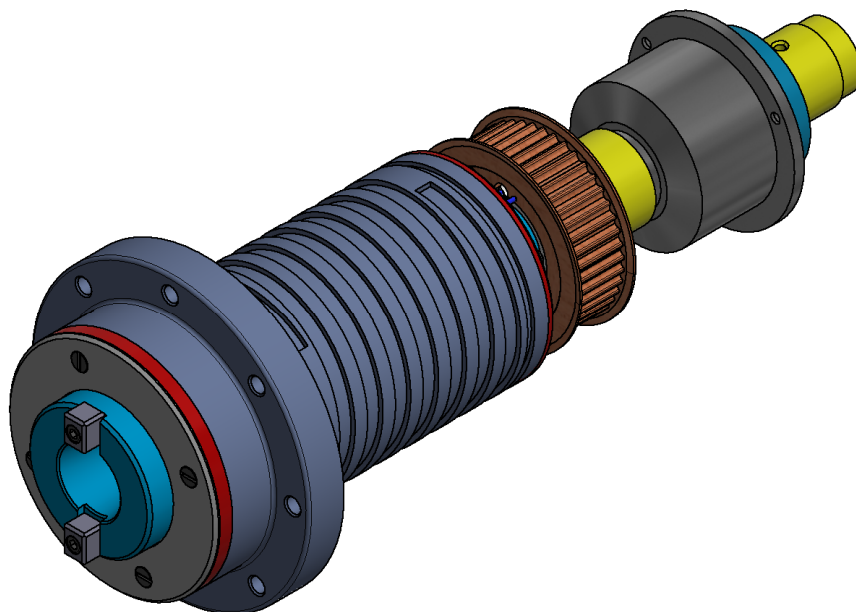
Přílohy F – výkresová dokumentace

F1 – výkres sestavy

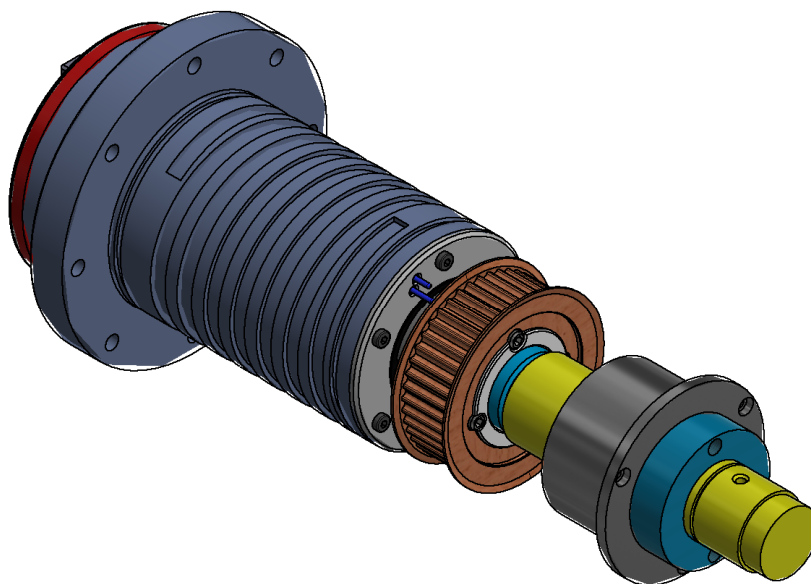
F2 – kusovník sestavy

F2 – výkres vřetenové hřídele

Příloha A1: model – pohled 1

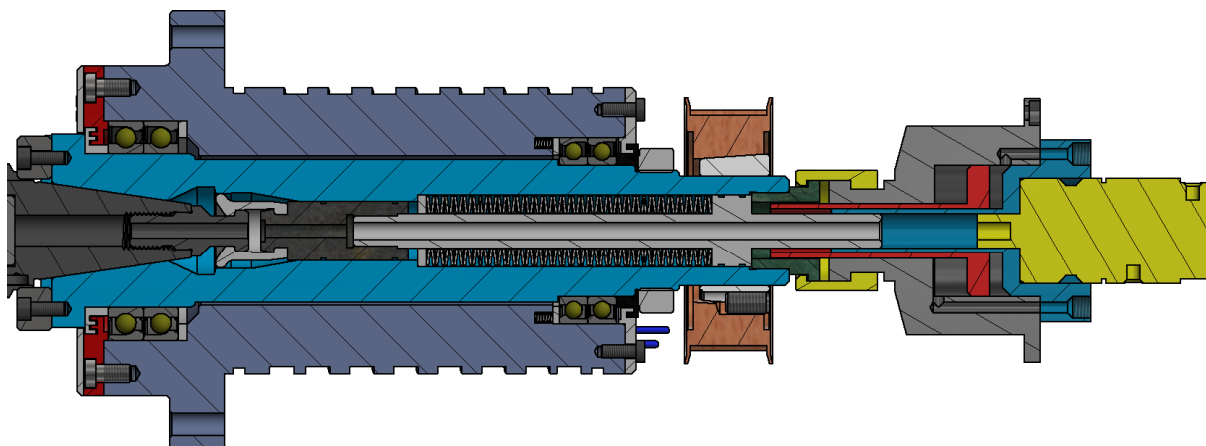


Příloha A2: model – pohled 2





Příloha A3: řez modelem – pohled 3



Příloha A4: řez modelem – pohled 4

